

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«На правах рукопису»
УДК 621.64.029

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Г.Б.Варламов
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” _____ 20 19 р.

Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: «Реконструкція газоперекачувальної станції в м. Боярка, Київської області»

Виконав: студент II курсу, групи ТП-81мп

Совінський Микита Віталійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

_____ (підпис)

Науковий керівник доцент, к.т.н., доц. Соломаха А. С.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Консультант з охорони праці доцент, к.т.н. Каштанов С.Ф.
(назва розділу) (науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2019 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-професійною програмою

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»,

ОПП «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Г.Б. Варламов
(підпис) (ініціали, прізвище)

«___» _____ 2019 р.

ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту
Совінському Микиті Віталійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації «Реконструкція газоперекачувальної станції в м. Боярка, Київської області»,

науковий керівник дисертації Соломаха Андрій Сергійович, к.т.н., доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «___» _____ 2019 р. № _____

2. Термін подання студентом дисертації 16.12.2019 р.

3. Об'єкт дослідження газоперекачувальна станція в м. Боярка, Київської області

4. Вихідні дані

1) Склад природного газу – $\text{CH}_4=96,938\%$, $\text{C}_2\text{H}_6=1,217\%$, $\text{C}_3\text{H}_8=0,389\%$, $\text{C}_4\text{H}_{10}=0,117\%$.

2) Продуктивність компресорної станції – 55 млн м^3 /добу.

3) Тиск природного газу:

_____ - на вході 3,8 МПа

_____ - на вході 5,6 МПа

4) Початкова температура – 15°C.

5) Показник адіабати – 1,31

5. Перелік завдань, які потрібно розробити:

1) Розрахувати нагнітач природного газу.

2) Розрахувати газотурбінний двигун.

3) Розробити апарат повітряного охолодження.

4) Розробити стартап-проект.

5) Розробити заходи з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу

1) Принципова схема станції – 1 арк.

2) Загальний вигляд газоперекачувального агрегату з двигуном – 1 арк.

3) Розріз газотурбінного двигуна – 1 арк.

4) Відцентровий нагнітач природного газу - 1 арк.;

5) Апарат повітряного охолодження - 3 арк.

7. Орієнтовний перелік публікацій – тези доповіді.

8. Консультанти розділів дисертації*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Каштанов С.Ф, доцент		

9. Дата видачі завдання 4.11.2019 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Нагнітач природного газу	08.11.2019р.	
2	Газотурбінний двигун	13.11.2019р.	
3	Апарат повітряного охолодження	15.11.2019р.	
4	Розробка стартап-проекта	18.11.2019р.	
5	Охорона праці	20.11.2019р.	
6	Креслення		
6.1	Принципова схема станції	25.11.2019 р.	
6.2	Загальний вигляд газоперекачувального агрегату з двигуном	27.11.2019р.	
6.3	Розріз газотурбінного двигуна	29.11.2019 р.	
6.4	Відцентровий нагнітач природного газу	02.12.2019 р.	
6.5	Апарат повітряного охолодження	03.12.2019 р.	
7	Оформлення пояснювальної записки	04.12.2019 р.	

Студент

_____ (підпис)

М.В. Совінський
(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

_____ (підпис)

А.С. Соломаха
(ініціали, прізвище)

* Консультантом не може бути зазначено наукового керівника магістерської дисертації.

Пояснювальна записка
до магістерської дисертації
за освітньо-професійною програмою
на тему: « Реконструкція газоперекачувальної станції в місті Боярка, Київської області»

РЕФЕРАТ

Магістерська дисертація на здобуття ступеня магістра за освітньо-професійною програмою підготовки на тему: «Реконструкція газоперекачувальної станції в місті Боярка, Київської області»: 81 с., 11 рис., 14 табл., 2 дод., 16 джерел, 5 креслеників формату А1 та 2 кресленики формату А0.

Об'єкт розробки – газоперекачувальна станція в місті Боярка, Київської області.

Мета роботи – реконструкція газокompресорної станції в місті Боярка, шляхом заміни ряду газоперекачувальних агрегатів з електродвигуном, потужністю 4 МВт на газоперекачувальний агрегат з газотурбінним двигуном потужністю 10 МВт.

Для перекачування 55 млн. м³/добу природного газу було підібрано відцентровий нагнітач виробництва «Сумське Машинобудівне Науково-Виробниче Об'єднання» (м. Суми) 201ГЦ2-290/38-56. Нагнітач компримує газ від 3,8 МПа до 5,6 МПа, продуктивність нагнітача приведена до 293 К та 0,101 МПа складає 200 (м³/с). Було проведено розрахунок проточної частини нагнітача та розрахунок на міцність. Нагнітач – двоступеневий, повнонапірний, ступінь компримування складає 1,45. Зовнішній діаметр робочого колеса 0,68 м, товщина робочих лопаток 9 мм. Проведено електронний розрахунок програмою «ГазКондНафта» інституту газу НАН України. Визначено необхідну потужність двигуна – 10 МВт. Електронний розрахунок підтвердив коректність механічного розрахунку.

Підібрано газотурбінний двигун ДН-70, потужністю 10МВт, виробництва НВКГ «Зоря»-«Машпроект», м. Миколаїв. Проведено розрахунок горіння палива в камері згоряння ГТД, визначено нижчу теплоту горіння палива $Q_n^p=36012$ кДж/м³ та розрахункову температуру, для даного складу палива рівну $t_{\text{розрах}}=1335$ °С .

Існуючий АПО, з площею теплообміну 2500 м² може відводити 8МВт тепла від компримованого газу, який подається на охолодження. Економія коштів, за рахунок використання газотурбінного двигуна становить $0,1 \cdot 10^6$ грн/(кВт·год). Розташування КЦ передбачає максимально-можливе віддалення від зони жилої забудови.

Проаналізовано потенційно шкідливі та небезпечні виробничі фактори при експлуатації компресорної станції природного газу. Визначено заходи і засоби безпеки та охорони праці обслуговуючого персоналу компресорної.

Результати роботи упроваджені в КСПНУ філії ВРТП «Укртрансгаз», апробація роботи здійснена доповіддю на XVII Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» у 2019 році з публікацією тез.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: газотранспортна система, компресорна станція, газоперекачувальний агрегат, відцентровий нагнітач, газотурбінний двигун, апарат повітряного охолодження.

SUMMARY

Master's Thesis «The reconstruction of gas pumping station in Boyarka, Kyiv region»: 82 pages, 11 figures, 14 tables, 2 appendixes, 16 references, 5 drawings of A1 size paper and 2 drawings of A0 size paper.

The object of development is a gas compressor station in Boyarka, Kyiv region.

The aim of the work is to reconstruct the gas compressor station in Boyarka. Four gas-pumping units with electric motor (4 MW) were replaced by a gas-pumping unit with a gas turbine engine (10 MW).

For pumping of 55 million m³/day of natural gas the centrifugal supercharger of production «Sumy Mechanical Engineering Research and Production Association» (Sumy) 201GTS2-290 / 38-56 was selected. The supercharger compresses gas from 3,8 MPa to 5,6 MPa, the supercharger output is 200 (m³/s) (293 K; 0,101 MPa). The flow part of the supercharger was calculated and the strength was calculated. The supercharger is a two-stage, full-pressure, compression ratio of 1.45. The outer diameter of the impeller is 0.68 m, the thickness of the impeller blades is 9 mm. An electronic calculation was carried out by the GasCond Nafta program of the Gas Institute of NAS of Ukraine. The required power of the engine is 10 MW. Electronic calculation confirmed the correctness of the mechanical calculation.

The gas-turbine engine DN-70, with a power of 10MW, produced by «Zorya» - «Mashproekt» (Mykolayiv) was selected. The calculation of fuel combustion in the combustion chamber was carried out, the lower heat of combustion of the fuel $Q=36012 \text{ kJ/m}^3$ and the calculated temperature was determined ($t=1335 \text{ }^{\circ}\text{C}$).

An existing cooler with a heat exchange area of 2500 m² can remove 8MW of heat from compressed gas. Economic effect due to the use of a gas turbine engine is $0,1 \cdot 10^6 \text{ UAH/(kW} \cdot \text{h)}$. The location of the compressor station provides the maximum possible distance from the residential area.

Potentially harmful production factors in the operation of the natural gas compressor station have been analyzed. Measures and means of safety and labor protection of compressor service personnel have been determined.

The results of the work were implemented at the department of the “Ukrtransgaz” company; the main results of the thesis were presented at the XVII International Scientific and Practical Conference «Modern Problems of Scientific Support for Energy».

KEYWORDS: gas transportation system, compressor station, gas pumping unit, centrifugal supercharger, gas turbine engine, air cooler.

РЕФЕРАТ

Магистерская диссертация на соискание степени магистра по образовательно-профессиональной программе подготовки на тему: «Реконструкция газоперекачивающей станции в городе Боярка, Киевской области»: 77 с., 11 рис., 14 табл., 2 доп., 16 источников, 5 чертежей формата А1 и 2 чертежи формата А0.

Объект разработки - газоперекачивающих станция в городе Боярка, Киевской области.

Цель работы - реконструкция газокomppressorной станции в городе Боярка, путем замены ряда газоперекачивающих агрегатов с электродвигателем, мощностью 4 МВт на газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным двигателем мощностью 10 МВт.

Для перекачки 55 млн.м³/сутки природного газа было подобрано центробежный нагнетатель производства «Сумское машиностроительное научно-производственное объединение» (г.Суми) 201ГЦ2-290/38-56. Нагнетатель компримирует газ от 3,8 МПа до 5,6 МПа, производительность нагнетателя приведенная к 293 К и 0,101 МПа составляет 200 (м³/с). Был проведен расчет проточной части нагнетателя и расчет на прочность. Нагнетатель - двухступенчатый, полно напорный, степень компримирования составляет 1,45. Внешний диаметр рабочего колеса 0,68 м, толщина рабочих лопаток 9 мм. Проведено электронный расчет программой «ГазКондНафта» института газа НАН Украины. Определена необходимая мощность двигателя - 10 МВт. Электронный расчет подтвердил корректность механического расчета.

Подобрано газотурбинный двигатель ДН-70, мощностью 10МВт, производства НПКГ «Зоря» - «Машпроект», (г. Николаев). Проведен расчет горения топлива в камере сгорания ГТД, определена низшая теплота горения топлива $Q_n^p = 36012$ кДж/м³ и расчетная температура, для данного состава топлива равная $t_{расч} = 1335$ °С.

Существующий АПО, с площадью теплообмена 2500 м² может отводить 8МВт тепла от компримированного газа, который подается на охлаждение. Экономия средств за счет использования газотурбинного двигателя составляет 0,1·10⁶ грн/(кВт·ч). Расположение КЦ предполагает максимально-возможное удаление от зоны жилой застройки.

Проанализированы потенциально вредные и опасные производственные факторы при эксплуатации компрессорной станции природного газа. Определены меры и средства безопасности и охраны труда обслуживающего персонала компрессорной.

Результаты работы внедрены в К СПНУ филиала ВРТП «Укртрансгаз», апробация работы осуществлена докладом на XVII Международной научно-практической конференции «Современные проблемы научного обеспечения энергетики» в 2019 году с публикацией тезисов.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: газотранспортная система, компрессорная станция, газоперекачивающие агрегаты, центробежный нагнетатель, газотурбинный двигатель, аппарат воздушного охлаждения.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, скорочень, термінів	9
Вступ.....	11
1 Огляд газотранспортної системи України	12
1.1 Склад газотранспортної системи	12
1.2 Компресорна станція в місті Боярка.....	15
1.3 Висновки з розділу 1	16
2 Нагнітач природного газу	17
2.1 Фізичні властивості природного газу	17
2.2 Ступінь підвищення тиску в нагнітачі	18
2.3 Кількість ступенів нагнітача	19
2.4 Об'ємна продуктивність нагнітача.....	20
2.5 Масова продуктивність нагнітача	22
2.6 Розрахункове число обертів валу	22
2.7 Перше робоче колесо	22
2.8 Друге робоче колесо.....	30
2.9 Профілювання робочих лопаток	33
2.10 Розміри дифузору	34
2.11 Зворотно направляючий апарат.....	35
2.12 Всмоктувальна та випускна камери.....	36
2.13 Розрахунок нагнітача на міцність	38
2.14 Результати розрахунку нагнітача	41
2.15 Висновки з розділу 2	42
3 Газотурбінний двигун	43
3.1 Розрахунок горіння газу.....	43
3.2 Розрахункова температура горіння.....	49
3.3 Нижча теплота горіння.....	49
3.4 Коефіцієнт надлишку повітря	51
3.5 Масова витрата газу	53
3.6 Питома витрата газу	54
3.7 Ефективний ККД установки.....	54

						ТП 81мп 49 010 ПЗ		
Зм.	Кільк.	Арк.	№Док	Підпис	Дата			
Студент	Савінський					Реконструкція газоперекачувальної станції в місті Боярка, Київської області. Пояснювальна записка		
Керівник	Соломаха							
П. Контр.								
Н. Контр.	Баженко							
Зав.каф.	Варламов							
						Стадія	Аркуш	Аркушів
							7	82
						КПІ ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ, Кафедра ТПТ		

3.8 Висновки з розділу 3	54
4 Апарат повітряного охолодження	55
4.1 Теплотехнічний розрахунок	55
4.2 Аеродинамічний розрахунок.....	58
4.3 Висновки з розділу 4	59
5 Розробка стартап-проекту.....	60
5.1 Енергетичне обґрунтування	60
5.2 Ступінь цільового використання енергії двигуна	60
5.3 Висновки з розділу 5	62
6 Екологічна частина.....	63
6.1 Аналіз джерел забруднення компресорної станції	63
6.2 Технічні нормативи викидів забруднюючих речовин	64
6.3 Показники викидів забруднюючих речовин газотурбінних двигунів.....	65
6.4 Висновки з розділу 6	67
7 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	68
7.1 Технічні рішення з безпеки експлуатації технологічного обладнання.....	68
7.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці і виробничої санітарії	70
7.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	71
7.4 Висновки з розділу 7	74
Висновки	75
Список використаної літератури.....	76
Додатки	
Додаток А	
Технічне завдання на проектно-конструкторську розробку	78
Додаток Б	
Акт впровадження результатів магістерської дисертації	80
Додаток В	
Результати перевірки на антиплагіат	81
Додаток Г	
Список наукових праць і творчих досягнень	82

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Символи

ρ – густина;
 f – поперечний переріз;
 d – діаметр трубопроводу;
 w – швидкість;
 V – об’ємна витрата;
 G – масова витрата;
 P – тиск;
 t – температура;
 H – ефективний напір;
 U – кругова швидкість;
 C – абсолютна швидкість;
 ω – відносна швидкість;
 Q – теплове навантаження;

індекси нижні:

пов – повітря;
п – початкове;
к – кінцеве;
н – нагнітач

індекси верхні:

р – робоче;

Скорочення

ЗППЕ – загальне первинне постачання енергоресурсів;
ПЕК – паливно-енергетичний комплекс;
ПСТ – підземне сховище газу;
ГТС – газотранспортна система;
НЕС – Нова енергетична стратегія;
МГ – магістральний газопровід;
КС – компресорна станція;
ГРС – газорозподільна станція;

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							9
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

ГПА – газоперекачувальний агрегат;
 КЦ – компресорний цех;
 АПО – апарат повітряного охолодження;
 КЗ – камера згоряння;
 ГТД – газотурбінний двигун;
 ЕД – електродвигун;
 ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння;
 ГГПА – газотурбінний газоперекачувальний агрегат;
 ЕГПА – електродвигунний газоперекачувальний агрегат;
 РЛ – робоча лопатка;
 РК – робоче колесо;
 ЗНА – зворотно направляючий апарат.

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							10
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

ВСТУП

За даними Державної служби статистики України, структура **загального первинного постачання енергоресурсів** (ЗППЕ) країни характеризується високою часткою природного газу – 28,9%. Натомість частка вугілля становить – 30%; атомної енергетики – 25,5%; сирової нафти та нафтопродуктів – 11,6%; біомаси – 2,2%; гідроенергетики – 1,1%; термальної енергії – 0,6%, **вітрова** і **сонячна** енергетика разом складають – 0,1% [1]. Серед усіх джерел енергії найбільшим попитом в Україні користуються викопні ресурси – природний газ і вугілля, які сумарно становлять понад 60% від вітчизняного **паливно-енергетичного комплексу** (ПЕК).

За 2018 рік Україна спожила 30,4 млрд. куб. м. природного газу, з яких 20,9 млрд. куб. м. власного видобутку [2]. Нестачу блакитного палива, було компенсовано за рахунок імпортованого з Європи газу та відібрано з 11 **підземне сховище газу** (ПСГ). Втім, окрім видобутку та зберігання газу, потужності української **газотранспортної системи** (ГТС) забезпечили надійний транзит 86,8 млрд. куб. м. російського газу в Європу.

В умовах високої невизначеності та складної ситуації через військову агресію РФ щодо України, яка відбулася внаслідок намагань РФ зберегти суттєвий політичний вплив на Україну, що призвело до тимчасової анексії Криму та тривалого військового конфлікту в окремих районах Донецької та Луганської областей, перед Україною постають нові економічні та технологічні виклики. Реформувати ПЕК України та забезпечити його надійну інтеграцію з енергетичним сектором ЄС покликано **нову енергетичну стратегію** (НЕС).

Поставлену НЕС мету планується досягати за рахунок:

- розвитку відновлювальних джерел енергії;
- збільшенню власного видобутку природного газу;
- енергозбереженню;
- підвищенню енергоефективності;
- дотримання високих екологічних стандартів.

Істотна мінерально-ресурсна база, надлишкові потужності з транспортування і зберігання природного газу, інтегрованість з європейським ринком, а також необхідність нарощувати видобуток вуглеводнів для забезпечення енергетичної незалежності країни – становлять базу вітчизняної газової промисловості. Втім, оскільки НЕС полягає у зниженні енергоємності економіки та диверсифікації джерел і шляхів постачання енергоресурсів, газова промисловість також підлягає істотному реформуванню.

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		11

1 ОГЛЯД ГАЗОТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ УКРАЇНИ

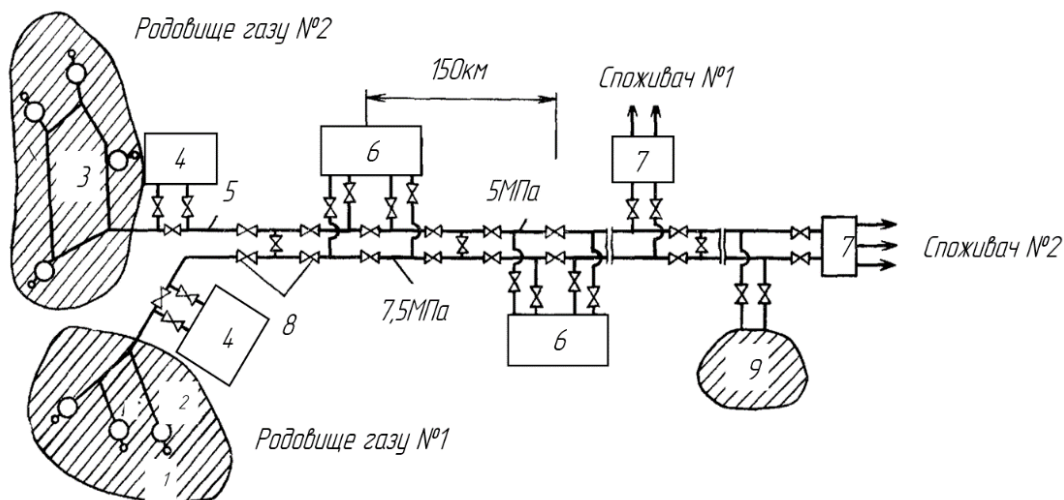
1.1 Склад газотранспортної системи

Основним видом транспортування природного газу з родовища до кінцевого споживача, в Україні і Світі в цілому є – трубопровідний спосіб [3]. Такий спосіб передбачає існування ГТС, мережі магістральних газопроводів (МГ), компресорних станцій (КС), газорозподільчих станцій (ГРС) та ПСГ (Рисунок 1.1).

Зараз в Україні проводиться модернізація вітчизняної ГТС. Мета модернізації – приведення ГТС у відповідність до НЕС та забезпечення повного виконання всіх контрактних зобов'язань держави перед внутрішніми та зовнішніми партнерами.

ГТС України має на своєму балансі 37 тис. км. МГ, на яких 73 КС перекачують газ з родовища, за допомогою 702 газоперекачувальних агрегатів (ГПА) та розподіляють блакитне паливо між споживачами через 1472 ГРС [4].

Одним з основних елементів ГТС є МГ. Територією України проходить три МГ – «Уренгой-Помари-Ужгород», «Союз» та «Прогрес». Ці газопроводи діаметром 1420 мм. пов'язані між собою низкою газопроводів менших за діаметром. Рух газу МГ забезпечується за допомогою КС, де тиск газу збільшується від 5 до $7 \div 7,5$ МПа; на трубопроводах менших діаметрів тиск знаходиться в межах від 3,5 до 5,5 МПа.



1 – скважина; 2 – сепаратор; 3 – промисловий газопровід; 4 – промислова газорозподільча станція; 5 – МГ; 6 – КС; 7 – ГРС; 8 – ЛЗА; 9 – ПСГ.

Рисунок 1.1 – Принципова схема газотранспортної системи [5]

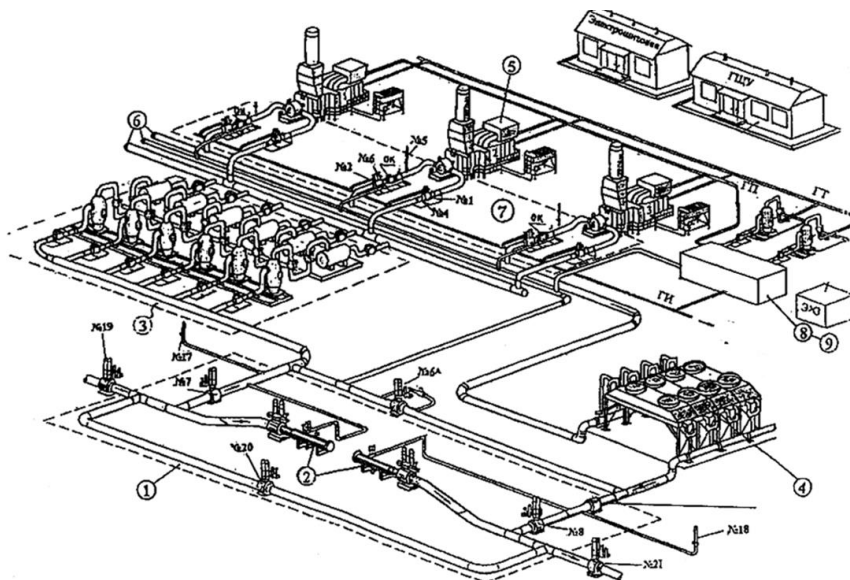
КС – це складний комплекс споруд. Основними технологічними процесами на КС є процеси підготовки і транспортування газу. КС розташовуються вздовж газопроводу через кожні $100 \div 150$ км. для забезпечення прийому на станцію транспортованого по трубопроводу природного газу, очистки від механічних домішок і крапельних рідин в

Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата

ТП 81мп 49 010 ПЗ

Арк.
12

спеціальних пиловловлювачах і фільтр-сепараторах, розподілення потоків газу по облаштованих на КС ГПА з забезпеченням їх оптимального рівня завантаження, охолодження транспортованого газу після компримування, відведення газу з компресорного цеху (КЦ) для роботи станційного «кільця» при пуску і зупинці станції, а також транзитного проходу газу по МГ, оминаючи станцію. Крім того, КС має технологічну обв'язку, яка забезпечує можливість скидання газу в атмосферу з усіх технологічних комунікацій через спеціальні свічні крани (Рисунок 1.2).



1 – вузол підключення КС до МГ; 2 – камери запуску і прийому очисного пристрою МГ; 3 – установка очищення технологічного газу; 4 – апарат повітряного охолодження (АПО); 5 – ГПА; 6 – технологічні трубопроводи обв'язки КС; 7 – ЛЗА обв'язки агрегатів; 8 – установка підготовки пускового та паливного газу; 9 – установка підготовки імпульсного газу

Рисунок 1.2 – Принципова схема компонування компресорної станції [6]

Основною спорудою КС є ГПА. КС в залежності від числа «ниток» МГ може складатися з одного, двох і більше КЦ, обладнаних одним або декількома типами ГПА. ГПА складається з двох основних модулів – нагнітача та двигуна (рисунок 1.3).

Виходячи з необхідних тисків та витрат, на КС застосовується два види нагнітачів – поршневі та відцентрові[7].

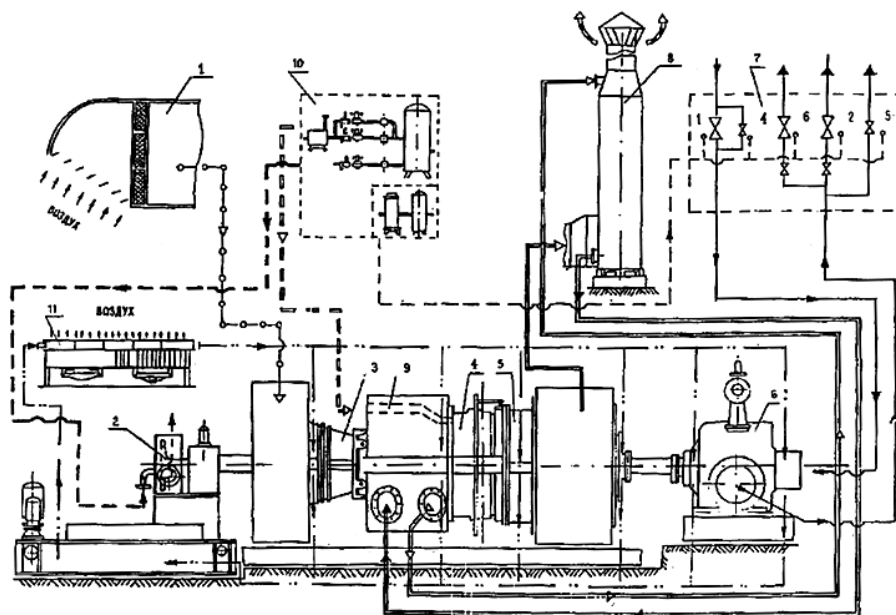
Поршневі нагнітачі широко застосовуються в ПСГ, що зумовлено високою ефективністю в умовах змінних режимів роботи.

Натомість, відцентрові нагнітачі в газо-транспортній промисловості знайшли місце в ГПА. Відцентрові нагнітачі дають можливість працювати при паралельному та послідовному з'єднанні. Конструкція їх дозволяє легко виконувати заміну роторів із різними діаметрами робочих колі.

Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата

ТП 81мп 49 010 ПЗ

Арк.
13



1 – повітрязабірна камера; 2 – турбодетандер; 3 – осьовий компресор, 4 – турбіна високого тиску; 5 – турбіна низького тиску; 6 - нагнітач; 7 - технологічні крани обв'язки агрегату; 8 - рекуператор; 9 – камера згоряння (КЗ); 10 - блок підготовки паливного, пускового та імпульсного газу; 11 - АПО.

—○—○— повітря до осьового компресора; —■— повітря до рекуператора; —■— повітря після рекуператора; —□— відхідні гази; —■— пусковий газ; —■— паливний газ; — — — імпульсний газ; — — — технологічний газ; — · — — масло.

Рисунок 1.3 – Принципова схема компонування газоперекачувального агрегату [6]

В залежності від типу відцентрового нагнітача, який використовується на станції, існує дві принципово різні схеми обв'язок КС:

- схема з паралельною, обв'язкою, для повнонапірних нагнітачів;
- схема з послідовною обв'язкою, для неповнонапірних нагнітачів.

У повнонапірних нагнітачах проточна частина сконструйована таким чином, що дозволяє при нормальній частоті обертання валу створити ступінь стиску на рівні $1,45 \div 1,50$, визначену розрахунковим проектним тиском газу на вході і виході з КС. ГПА з такими типами нагнітачів працюють паралельно на один колектор.

В неповнонапірних нагнітачах проточна частина розрахована на ступінь стиску $1,23 \div 1,25$. В ГПА з такими типами нагнітачів працюють по схемі послідовного з'єднання двох агрегатів, забезпечуючи загальну ступінь стиску на станції на рівні $1,45 \div 1,50$ [8].

Нагнітач може приводитися в дію за допомогою – газотурбінного двигуна (ГТД), електродвигуна (ЕД) або двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ). Парк ГПА України налічує 702 одиниці, з них 448 з ГТД, 158 з ЕД і 96 з ДВЗ.

Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата

ТП 81мп 49 010 ПЗ

Арк.
14

ДВЗ використовуються для пуску і роботи нагнітачів тільки в ПСГ. Натомість ГТД та ЕД, використовуються для функціонування ГПА. ГПА – з ГТД називається ГГПА, а ГПА з ЕД, відповідно – електродвигунний газоперекачувальний агрегат (ЕГПА). Газотурбінні КС є переважаючим видом серед усіх КС, а газотурбінний газоперекачувальний агрегат (ГГПА) – найбільш важливим та складним обладнанням цих станцій [9].

Зараз близько 70% ГПА України є фізично зношеними та морально застарілими. Тому, для підтримання працездатності, підвищення надійності роботи ГТС України та зменшення витрат паливного газу необхідно провести реконструкцію ГПА.

Метою оновлення ГПА є:

1. Підвищення ефективності ГПА;
2. Поліпшенні екологічних показників.

Таким чином, реконструкція ГПА покликано поліпшення економічних та екологічних показників обладнання до рівня сучасних європейських стандартів.

1.2 Компресорна станція в місті Боярка

Пріоритетними об'єктами модернізації визначаються КС виходячи з їх – технічного стану, завантаженості та з урахуванням загрози припиненням транзиту російського газу через Україну. До числа пріоритетних належать зокрема, КС які виконують найбільший обсяг газотранспортної роботи, перекачуючи газ українського видобутку до споживачів міста Київ і Київського регіону.

Однією зі станцій, що забезпечує природним газом Київ та Київський регіон є КС «Боярка». Зараз, основним завданням КС «Боярка», є транспортування газу по газопроводу «Київ-Захід України», а також надійне постачання газу до Київської та Житомирської області і безпосередньо в місто Київ, яке забезпечується за допомогою ГРС. КС «Боярка» забезпечує 77 ГРС, з яких 8 ГРС є великими ГРС, які забезпечують подачу газу споживачам в місто Київ, Обухів та районні центри.

У 1951 році було введено в експлуатацію КЦ №1 Боярської КС, потужністю 5150 кВт, що складався з семи агрегатів 10-ГКН. З розвитком ГТС та об'ємів транспортованого газу, в 1970 році було введено в експлуатацію КЦ №2, який включав в себе вісім агрегатів 10-ГКН, та стенд МК-8. В 1974 році було збудовано та введено в експлуатацію дванадцять ГПА КЦ № 3, який включає в себе нагнітачі Н-280-11 і електродвигуни СТД-4000-2. Загальна потужність станції становить 48 МВт.

Нагнітач Н-280-11 – відцентровий нагнітач, з витратою при стандартних умовах 280 ($\text{м}^3/\text{хв}$), з 11 робочими лопатками (РЛ), виробництва «Невський завод», місто Санкт-Петербург, РФ. СТД-4000-2 - синхронний трьохфазний двигун, потужністю 4МВт, з двома полюсами, який виробляється на заводі «Электротяжмаш-Привод», місто Лисьва, РФ. Зараз

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		15

в Україні з метою забезпечення надійного транспортування газу проводиться реконструкція КС шляхом заміни ГПА, що відпрацювали свій моторесурс, на двигуни з потужністю 6, 10, 16 та 25 МВт.

1.3 Висновки за розділом 1

З метою забезпечення надійного транспортування газу територією України, інтеграцією ГТС з енергетичним сектором ЄС та функціонування газопроводу пропонується замінити ГПА потужністю 4 МВт на КС в місті Боярка, Київської області, що відпрацювали свій моторесурс на ГПА з потужністю з ряду 6, 10, 16 або 25 МВт.

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							16
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

2 НАГНІТАЧА ПРИРОДНОГО ГАЗУ

2.1 Фізичні властивості природного газу

Природний газ, який перекачує КС називається – технологічним. Для справного функціонування КС також потрібен газ – імпульсний, паливний та пусковий. Імпульсний газ – забезпечує роботу пневматичних кранів, а також контрольно-вимірювальних приладів; пусковий газ – необхідний для пуску турбодетандеру; паливний газ – спалюється в КЗ ГТД.

Склад природного газу, який транспортує КС Боярська, в об'ємних частках:

$\text{CH}_4=96,938\%$

$\text{C}_2\text{H}_6=1,217\%$

$\text{C}_3\text{H}_8=0,389\%$

$\text{C}_4\text{H}_{10}=0,117\%$

$\text{N}_2=0,968\%$

$\text{CO}_2=0,371\%$

$\Sigma=100\%$

Молярна маса газової суміші, кг/кмоль

$$M_{см} = \frac{1}{100} \cdot \sum M_i \cdot r_i, \quad (2.1)$$

де M_i - молярна маса і-го компонента газової суміші, кг/кмоль;

r_i - об'ємна частка і-го компонента газової суміші, %.

Молярну масу компонентів газової суміші подано в таблиці [2.1]

Таблиця 2.1 - Молярна маса компонентів газової суміші

Компонент газової суміші	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	N_2	CO_2
Молярна маса компонента, кг/кмоль	16	30	44	58	44	44

$$M_{см} = \frac{1}{100} \cdot (16 \cdot 96,938 + 30 \cdot 1,217 + 44 \cdot 0,389 + 58 \cdot 0,117 + 28 \cdot 0,968 + 40 \cdot 0,371) = 16,59 \text{ кг/кмоль}$$

Відносна густина газу, кг/кмоль

$$\Delta = \frac{M_{см}}{\mu_{пов}}, \quad (2.2)$$

де $\mu_{пов}$ - молярна маса повітря, величина якого дорівнює 28,96 кг/кмоль [8];

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							17
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

$$\Delta = \frac{16,59}{28,96} = 0,573 \text{ кг/кмоль}$$

Питома газова стала, Дж/(кг·К)

$$R = \frac{R_{\mu}}{\mu_{cm}}, \quad (2.3)$$

де R_{μ} - молярна газова стала, величина якого дорівнює 8314,5 Дж/(кмоль·К) [8];

$$R = \frac{8314,5}{16,59} = 501 \text{ Дж/(кг·К)}$$

Густина природного газу при стандартних умовах, кг/м³

$$\rho_{cm} = \Delta \cdot \rho_{нов}, \quad (2.4)$$

де $\rho_{нов}$ - густина повітря при стандартних умовах, величина якого дорівнює 1,205 кг/м³ [8];

$$\rho_{cm} = 0,573 \cdot 1,205 = 0,69 \text{ кг/м}^3$$

2.2 Ступінь підвищення тиску в нагнітачі

Коефіцієнт стисливості газу

$$z_H = 1 - 4,354 \frac{P_n}{47,1} \left(\frac{T_n}{190} \right)^{-3,668} \quad (2.5)$$

де T_n – початкова температура, К;

P_n – початковий тиск газу, МПа.

$$z_H = 1 - 4,354 \frac{3,8}{47,1} \left(\frac{288}{190} \right)^{-3,668} = 0,93$$

Коефіцієнт політропного стиску

$$\sigma = \eta_{пол} \frac{k}{k-1} \quad (2.6)$$

де k - показник адіабати, величина якого дорівнює 1,31 [8];

$\eta_{пол}$ - політропний ККД, величина якого дорівнює 0,8 [8].

$$\sigma = 0,8 \frac{1,31}{1,31-1} = 3,3$$

Ступінь підвищення тиску в нагнітачі

$$\varepsilon = \frac{P_{\kappa}}{P_n} \quad (2.7)$$

де P_{κ} – початковий тиск газу, МПа.

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							18
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

$$\varepsilon = \frac{5,6}{3,8} = 1,45$$

Отже, нагнітач – повнонапірний.

2.3 Кількість ступенів нагнітача

Кінцева температура, °C

$$T_{\kappa} = T_n \varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} ; \quad (2.8)$$

$$T_{\kappa} = 288 \cdot 1,45^{\frac{1}{3,3}} = 325 \text{ K}$$

$$t_{\kappa} = 52^{\circ}\text{C}$$

Перепад температур у нагнітачі, °C

$$\Delta t = t_{\kappa} - t_n ; \quad (2.9)$$

$$\Delta t = 52 - 15 = 37^{\circ}\text{C}$$

Питома потужність нагнітача, Дж/кг

$$H_{\text{еф}} = z_H \cdot R \cdot \sigma \cdot \Delta t ; \quad (2.10)$$

$$H_{\text{еф}} = 0,93 \cdot 501 \cdot 3,3 \cdot 37 = 56890 \text{ Дж/кг}$$

ККД нагнітача, який враховує втрати

$$\eta_n = \eta_{\text{пол}} (1 + \beta_{np} + \beta_{mp}) ; \quad (2.11)$$

де β_{np} - частка роботи на внутрішнє перетікання газу, величина якого дорівнює 0,01[10];

β_{mp} - частка роботи на тертя, величина якого дорівнює 0,018[10].

$$\eta_H = 0,8 \cdot (1 + 0,01 + 0,018) = 0,81$$

Коефіцієнт циркуляції, який враховує кількість лопаток та їх профіль

$$k_z = 1 - \frac{\pi}{z} \cdot \sin \beta_{2\infty} , \quad (2.12)$$

де z - кількість лопаток робочого колеса (РК), величина яких дорівнює 15[10];

$\beta_{2\infty}$ - кут, утворюваний дотичною до вихідного елемента лопатки та продовженням вектору швидкості U_2 , величина якого дорівнює 46° [10]

$$k_z = 1 - \frac{3,14}{15} \cdot \sin 46^{\circ} = 0,849$$

Коефіцієнт закручення потоку, який враховує циркуляцію та наявність лопаток дифузору

$$\varphi_{2u} = k_z - \frac{C_{2r}}{U_2} \cdot \text{ctg} \beta_{2\infty} \quad (2.13)$$

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							19
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

де $\varphi = \frac{C_{2r}}{U_2}$ - коефіцієнт закручення для лопаточного дифузора, величина якого

дорівнює 0,24 [10];

U_2 - кругова швидкість на ободі колеса, м/с;

C_{2r} - радіальна складова абсолютної швидкості C_2 , м/с.

$$\varphi_{2u} = 0,849 - 0,24 \operatorname{ctg} 46^\circ = 0,598$$

Коефіцієнт напору

$$\psi = \eta_n \cdot \varphi_{2u} \quad (2.14)$$

$$\psi = 0,81 \cdot 0,598 = 0,48$$

Оскільки, стаціонарний відцентровий нагнітач мусить виходити на високий ККД, а вимоги до компактності та ваги не є ключовими, то окружну швидкість на ободі можна прийняти $U_2 = 300$ м/с [8].

Кількість ступенів нагнітача

$$x = \frac{H_{ef}}{\psi \cdot U_2^2}; \quad (2.15)$$

$$x = \frac{56890}{0,48 \cdot 300^2} = 2$$

Дійсне значення кругової швидкості на ободі колеса, м/с

$$U_2 = \sqrt{\frac{H_{ef}}{x \cdot \psi}}; \quad (2.16)$$

$$U_2 = \sqrt{\frac{56890}{2 \cdot 0,48}} = 242 \text{ м/с}$$

2.4 Об'ємна продуктивність нагнітача

На КС «Боярка» встановлено 12 ЕГПА з відцентровим нагнітачем типу Н 280-11, з яких 2 – резервні. Таким чином, продуктивність станції забезпечує $n=10$ агрегатів.

Продуктивність одного нагнітача ЕГПА, при стандартних умовах, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_{EGPA} = \frac{Q_{KC}}{n} \quad (2.17)$$

де Q_{KC} - комерційна продуктивність КС, $\text{м}^3/\text{с}$

n - кількість паралельно працюючих нагнітачів.

$$V_{EGPA} = \frac{55}{10} = 5,5 \text{ млн. м}^3/\text{добу} = 63 \text{ м}^3/\text{с}$$

Швидкість газу м/с в трубопроводі круглого перерізу $d = 720$ мм

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							20
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

$$\omega = \frac{V_{\text{ЕГПА}}}{f} = \frac{4 \cdot V_{\text{ЕГПА}}}{\pi d^2}; \quad (2.18)$$

$$\omega = \frac{4 \cdot 63}{3,14 \cdot 0,72^2} = 154 \text{ м/с}$$

Обладнання для ГТС України виробляється на Науково Виробничому Комплексі Газотурбобудування «Зоря-Машпроект» (м. Миколаїв), «Сумському Машинобудівному Науково Виробничому Об'єднанні» (м. Суми), Криворізький Турбінний завод «Констар» (м. Кривий Ріг, Публічне акціонерне товариство «Мотор Січ» (м. Запоріжжя). З метою забезпечення надійного транспортування газу ГПА, мусить мати двигуни потужністю з ряду 6, 10, 16 або 25 МВт.

За тисками і витратою з каталогу «Сумського Машинобудівного Науково Виробничого Об'єднання» обираємо нагнітач 201ГЦ2-290/38-56 [11].

Оскільки продуктивність нагнітача 201ГЦ2-290/38-56 при стандартних умовах становить $17,3 \text{ млн.м}^3/\text{добу} = 200 \text{ м}^3/\text{с}$, розрахуємо кількість ЕГПА, які підлягають заміні на ГГПА

$$n = \frac{V_{\text{ГГПА}}}{V_{\text{ЕГПА}}}; \quad (2.19)$$

$$n = \frac{200}{63} = 3,1 \approx 3$$

Перерахуємо діаметр трубопроводу мм при $\omega = 154 \text{ м/с}$ і $V = 200 \text{ м}^3/\text{с}$

$$d' = \sqrt{\frac{4V_{\text{ГГПА}}}{\pi\omega}}; \quad (2.20)$$

$$d' = \sqrt{\frac{4 \cdot 200}{3,14 \cdot 154}} = 1280 \text{ мм}$$

Оскільки, у кожному конкретному випадку необхідно приймати самостійне рішення залежно від завантаження системи газопроводів, надійності застосованого типу ГПА та стабільності режимів роботи газопроводу, пропонується встановити 1 ГГПА.

Об'ємна продуктивність нагнітача, приведена до початкових умов, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_n = \frac{V_{\text{ГГПА}} \cdot T \cdot P \cdot z_n}{p_n \cdot T_n \cdot \eta_v}; \quad (2.21)$$

$$V_n = \frac{200 \cdot 293 \cdot 0,1 \cdot 0,93}{3,8 \cdot 288 \cdot 0,99} = 4,85 \text{ м}^3/\text{с}$$

де $V_{\text{ГГПА}}$ – продуктивність нагнітача при стандартних умовах, $\text{м}^3/\text{с}$;

T – температура при стандартних умовах, К;

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							21
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

P – тиск при стандартних умовах МПа;

η_v – об’ємний ККД, який враховує втрати газу через зовнішні ущільнення, величина якого дорівнює 0,99 [10].

2.5 Масова продуктивність нагнітача

Густина газу на вході в нагнітач, кг/м³

$$\rho_n = \frac{P_n}{z_n \cdot R \cdot T_n}; \quad (2.22)$$

$$\rho_n = \frac{3,8 \cdot 10^6}{0,93 \cdot 501 \cdot 288} = 28 \text{ кг/м}^3$$

Густина газу на виході з нагнітача, кг/м³

$$\rho_k = \frac{P_k}{z_k \cdot R \cdot T_k}; \quad (2.23)$$

$$\rho_k = \frac{5,6 \cdot 10^6}{0,93 \cdot 501 \cdot 325} = 36 \text{ кг/м}^3$$

Масова продуктивність нагнітача, кг/с

$$G = V_n \cdot \rho_n; \quad (2.24)$$

$$G = 4,85 \cdot 28 = 135,8 \text{ кг/с}$$

2.6 Розрахункове число обертів валу

Розрахункове число обертів валу, об/хв

$$n = 33,9 \cdot U_2 \cdot \sqrt{\frac{\tau_2 \cdot k_{v2} \cdot \frac{b_2}{D_2} \cdot \frac{C_{r2}}{U_2} \cdot U_2}{V_n}}; \quad (2.25)$$

$$n = 33,9 \cdot 243 \cdot \sqrt{\frac{0,85 \cdot 1,2 \cdot 0,0545 \cdot 0,24 \cdot 243}{4,85}} = 6700 \text{ об/хв}$$

де τ_2 - коефіцієнт стиснення перерізу лопатки, величина якого дорівнює 0,85 [10];

k_{v2} - коефіцієнт зменшення питомого об’єму при збільшенні питомої маси газу при проходженні через РК, величина якого дорівнює 1,2 [10];

$\frac{b_2}{D_2}$ - з умов міцності лопатки, величина якого дорівнює 0,0545 [10];

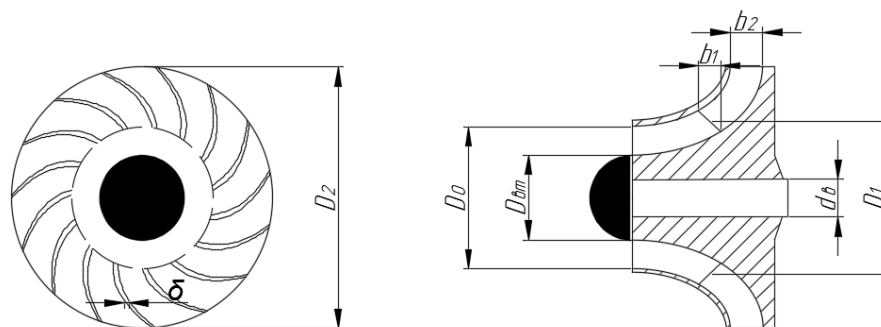
D_2 – зовнішній діаметр РК, м

2.7 Перше робоче колесо

Ефективність відцентрового нагнітача залежить від розмірів та пропорцій його робочого колеса. До основних розмірів робочого колеса можна віднести: діаметр втулки,

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							22
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

початкова і кінцева ширина лопатки, діаметр входу в колесо, діаметр початку лопаток, діаметр валу, зовнішній діаметр колеса, товщина лопаток [Рисунок 2.1].



D_{em} – діаметр втулки, b_1 і b_2 – початкова і кінцева ширина лопатки, D_0 – діаметр входу в колесо, D_1 – діаметр початку лопаток, d_v – діаметр валу, D_2 – зовнішній діаметр РК, δ – товщина лопатки.

Рисунок 2.1 – Робоче колесо відцентрового нагнітача

Приймаємо діаметри РК обох ступеней однаковими.

Зовнішній діаметр, м

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n}; \quad (2.26)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 243}{3,14 \cdot 6700} = 0,68 \text{ м}$$

Перевірка шляхом підрахунку коефіцієнта продуктивності

$$\bar{V} = \frac{4 \cdot V_H}{\pi \cdot D_2^2 \cdot U_2}; \quad (2.27)$$

$$\bar{V} = \frac{4 \cdot 4,85}{3,14 \cdot 0,68^2 \cdot 243} = 0,055$$

Коефіцієнт продуктивності \bar{V} має бути в межах 0,035 - 0,08, інакше виникає необхідність змінити продуктивність нагнітача [10].

Критичне число обертів валу, об/хв

$$n_{кр} = (0,65 \div 0,75) \cdot n; \quad (2.28)$$

$$n_{кр} = 0,75 \cdot 6700 = 5025 \text{ об/хв}$$

Діаметр валу в місці посадки РК, м

$$d_s = k_d \cdot (x + 2,3) \cdot D_2 \cdot \sqrt{\frac{n_{кр}}{1000} \cdot D_2}; \quad (2.29)$$

де k_d - коефіцієнт, який враховує конструктивне виконання валу, величина якого дорівнює 0,021 [10];

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							23
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

$$d_{\varepsilon} = 0,021 \cdot (2 + 2,3) \cdot 0,68 \cdot \sqrt{\frac{5025}{1000}} \cdot 0,68 = 0,1 \text{ м}$$

Для забезпечення стабільного ходу машини, має виконуватися умова $\frac{d_{\varepsilon}}{D_2} \leq 0,07 \div 0,3$

[10].

$$\frac{d_{\varepsilon}}{D_2} = \frac{0,1}{0,68} = 0,15 - \text{умова виконується}$$

Діаметр початку лопаток, м

$$D_1 = \lambda \cdot D_2, \quad (2.30)$$

де λ - коефіцієнт поверхневого тертя, величина якого дорівнює 0,55 [10];

$$D_1 = 0,55 \cdot 0,68 = 0,37 \text{ м}$$

D_0 – діаметр входу в колесо, м

$$D_0 = \frac{D_1}{K_p}; \quad (2.31)$$

де $K_{\text{вх}}$ – коефіцієнт входу в колесо, величина якого дорівнює 1 [10];

$$D_0 = \frac{0,37}{1} = 0,37 ;$$

Діаметр втулки, м

$$d_{\text{вт}} = \xi \cdot D_0, \quad (2.32)$$

де ξ – коефіцієнт діаметра втулки, величина якого дорівнює 0,6 [10]

$$d_{\text{вт}} = 0,6 \cdot 0,37 = 0,222 \text{ м}$$

Довжина валу між опорами, м

$$L = K_l \cdot D_2 \cdot (x + 3) \quad (2.33)$$

де K_l – коефіцієнт визначуваний конструкцією валу, величина якого дорівнює 0,485

[10]

$$L = 0,485 \cdot 0,68 \cdot (2 + 3) = 1,7 \text{ м}$$

Діаметр шийки вала, м

$$d_{\text{ш}} = \frac{d_{\text{вт}}}{2}; \quad (2.34)$$

$$d_{\text{ш}} = \frac{0,222}{2} = 0,1 \text{ м}$$

Площа перерізу всмоктуючого патрубку, м²

$$F_0 = 0,785 \cdot (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2); \quad (2.35)$$

$$F_0 = 0,785 \cdot (0,37^2 - 0,222^2) = 0,07 \text{ м}^2$$

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							24
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

Абсолютна швидкість входу газу, м/с

$$C_0 = \frac{V_H}{K_{v0} \cdot F_0}; \quad (2.36)$$

де K_{v0} – коефіцієнт який враховує форму всмоктуючого патрубку, величина якого дорівнює 0,99 [10];

$$C_0 = \frac{4,85}{0,99 \cdot 0,07} = 70 \text{ м/с}$$

Абсолютну швидкість входу газу на РЛ C_1 приймаємо $C_1 = C_{1r}$, м/с

$$C_1 = C_{1r} = 1,2 \cdot C_0; \quad (2.37)$$

$$C_1 = 1,2 \cdot 70 = 84 \text{ (м/с)}$$

Кругова швидкість входу газу на РЛ, м/с

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}; \quad (2.38)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,37 \cdot 6700}{60} = 130 \text{ м/с}$$

Відносна швидкість входу газу РЛ, якщо прийняти вхід радіальним, тобто при $\alpha = 90^\circ$, м/с

$$\varpi = \sqrt{U_1^2 + C_1^2}; \quad (2.39)$$

$$\varpi = \sqrt{130^2 + 84^2} = 155 \text{ м/с}$$

По значенням будемо трикутник швидкостей [Рисунок 2.2].

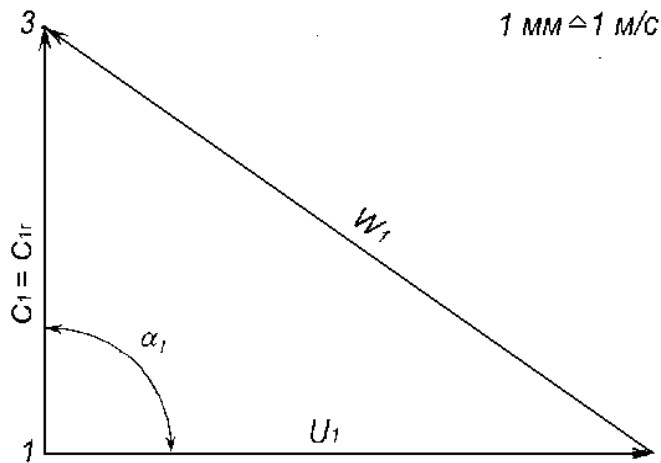


Рисунок 2.2 - Трикутник швидкостей при вході на РЛ колеса

З трикутника швидкостей визначаємо

$$C_1 = \varpi_1 \cdot \sin \beta_1 \Rightarrow \angle \beta_1 = \arcsin \frac{C_1}{\varpi_1}; \quad (2.40)$$

$$\angle \beta_1 = \arcsin \frac{84}{155} = 0,55 = 33,6^\circ$$

$\angle \beta_1$ має бути у межах $25^\circ - 40^\circ$ [10];

Підраховуємо радіальну складову абсолютної швидкості виходу газу з РЛ, (м/с)

$$C_{2r} = \varphi_{2u} \cdot U_2; \quad (2.41)$$

$$C_{2r} = 0,24 \cdot 242 = 58 \text{ м/с}$$

Теоретичну відносну швидкість виходу газу з РЛ $\varpi_{2\infty}$ знаходимо з прямокутного трикутника [Рисунок 2.3], м/с

$$C_{2r} = \varpi_{2\infty} \cdot \sin \beta_{2\infty} \Rightarrow \varpi_{2\infty} = \frac{C_{2r}}{\sin \beta_{2\infty}}; \quad (2.42)$$

$$\varpi_{2\infty} = \frac{58}{\sin 46^\circ} = \frac{58}{0,71} = 81,7 \text{ м/с}$$

Тангенціальну складову відносної швидкості виходу з лопаток $\varpi_{2u\infty}$ визначаємо з прямокутного трикутника [Рисунок 2.3], м/с

$$C_{2r} = \varpi_{2u\infty} \cdot \operatorname{tg} \beta_{2\infty} \Rightarrow \varpi_{2u\infty} = \frac{C_{2r}}{\operatorname{tg} \beta_{2\infty}}; \quad (2.43)$$

$$\varpi_{2u\infty} = \frac{58}{\operatorname{tg} 46^\circ} = \frac{58}{1,03} = 56 \text{ м/с}$$

Тангенціальна складова абсолютної швидкості виходу газу, м/с

$$C_{2u\infty} = U_2 - \varpi_{2u\infty} \quad (2.44)$$

$$C_{2u\infty} = 242 - 56 = 186 \text{ м/с}$$

Визначаємо кут при виході газу

$$C_{2r} = C_{2u\infty} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{2\infty} \Rightarrow \angle \alpha_{2\infty} = \operatorname{arctg} \frac{C_{2r}}{C_{2u\infty}} \quad (2.45)$$

$$\angle \alpha_{2\infty} = \operatorname{arctg} \frac{58}{186} = 17,2^\circ$$

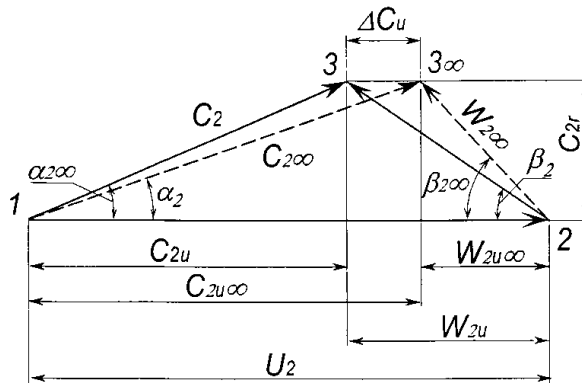


Рисунок 2.3 - Теоретичний та дійсний трикутники швидкостей на виході з колеса

Підрахуємо абсолютну швидкість виходу газу з РЛ, м/с

$$C_{2r} = C_{2\infty} \cdot \sin \alpha_{2\infty} \Rightarrow C_{2\infty} = \frac{C_{2r}}{\sin \alpha_{2\infty}}, \quad (2.46)$$

$$C_{2\infty} = \frac{58}{\sin 17,2^\circ} = 175 \text{ м/с}$$

Маючи всі елементи, будуємо теоретичний трикутник швидкостей $1-2-3_{\text{теор}}$ на виході лопаток. Визначаємо елементи дійсного трикутника швидкостей при виході з лопаток. Величина $C_{2r} = 56 \text{ м/с}$ та $U_2 = 242 \text{ м/с}$ залишаються без змін. Кут β_2 має бути менший за $\beta_{2\infty}$, а швидкість $C_{2\infty} > C_{2u}$.

Знаходимо C_{2u} з формули (2.41), м/с

$$C_{2u} = 0,598 \cdot 242 = 145 \text{ м/с}$$

Зменшення величини тангенціальної швидкості, обумовлене кінцевою кількістю лопаток, м/с

$$\Delta C_u = U_2 \cdot \frac{\pi}{Z_2} \cdot \sin \beta_{2\text{теор}}, \quad (2.47)$$

$$\Delta C_u = 242 \cdot \frac{3,14}{15} \cdot \sin 46^\circ = 40 \text{ м/с}$$

Тангенціальна складова дійсної швидкості, м/с

$$\varpi_{2u} = U_2 - C_{2u}, \quad (2.48)$$

$$\varpi_{2u} = 242 - 145 = 97 \text{ м/с}$$

Визначаємо дійсні швидкості ϖ_2 та C_2 , м/с

$$\varpi_2 = \sqrt{C_{2r}^2 + \varpi_{2u}^2}, \quad (2.49)$$

$$\varpi_2 = \sqrt{58^2 + 97^2} = 112 \text{ м/с}$$

$$C_2 = \sqrt{C_{2r}^2 + C_{2u}^2}, \quad (2.50)$$

$$C_2 = \sqrt{58^2 + 145^2} = 155 \text{ м/с}$$

Знаходимо дійсні величини кутів

$$C_{2r} = C_{2u} \cdot \operatorname{tg} \alpha_2 \Rightarrow \alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{C_{2r}}{C_{2u}}, \quad (2.51)$$

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{58}{145} = 21^\circ$$

$$C_{2r} = \varpi_{2u} \cdot \operatorname{tg} \beta_2 \Rightarrow \beta_2 = \operatorname{arctg} \frac{C_{2r}}{\varpi_{2u}}, \quad (2.52)$$

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							27
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

$$\beta_2 = \arctg \frac{58}{97} = 30^0$$

Підраховуємо радіальну складову абсолютної швидкості виходу газу з РЛ, м/с

$$C_{2r} = \left(\frac{C_{2r}}{U_2} \right) \cdot U_2; \quad (2.53)$$

$$C_{2r} = 0,24 \cdot 242 = 58 \text{ м/с}$$

Знаходимо теоретичну відносну швидкість виходу газу з РЛ, м/с

$$C_{2r} = \varpi_{2\infty} \cdot \sin \beta_{2\infty} \Rightarrow \varpi_{2\infty} = \frac{C_{2r}}{\sin \beta_{2\infty}}; \quad (2.54)$$

$$\varpi_{2\infty} = \frac{58}{\sin 46^0} = \frac{58}{0,7} = 83 \text{ м/с}$$

Визначаємо тангенціальну складову відносно швидкості виходу з лопаток, м/с

$$C_{2r} = \varpi_{2\infty} \cdot \tg \beta_{2\infty} \Rightarrow \varpi_{2\infty} = \frac{C_{2r}}{\tg \beta_{2\infty}}; \quad (2.55)$$

$$\varpi_{2\infty} = \frac{58}{\tg 46^0} = \frac{58}{1,03} = 56,3 \text{ м/с}$$

Тангенціальна складова абсолютної швидкості газу, м/с

$$C_{2\infty} = U_2 - \varpi_{2\infty}; \quad (2.56)$$

$$C_{2\infty} = 242 - 56,3 = 185,7 \text{ м/с}$$

Визначаємо кут при виході газу

$$C_{2r} = C_{2\infty} \cdot \tg \alpha_{2\infty} \Rightarrow \angle \alpha_{2\infty} = \arctg \frac{C_{2r}}{C_{2\infty}}; \quad (2.57)$$

$$\angle \alpha_{2\infty} = \arctg \frac{58}{185,7} = 17,2^0$$

Підрахуємо абсолютну швидкість виходу газу з РЛ, м/с

$$C_{2r} = C_{2\infty} \cdot \sin \alpha_{2\infty} \Rightarrow C_{2\infty} = \frac{C_{2r}}{\sin \alpha_{2\infty}}; \quad (2.58)$$

$$C_{2\infty} = \frac{58}{\sin 17,2^0} = 193 \text{ м/с}$$

Приведена товщина робочої лопатки, м

$$\delta = 1,8 \delta_{cp} \quad (2.59)$$

$\delta_{cp} = 0,005$ м - середня товщина лопатки

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							28
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

$$\delta = 1,8 \cdot 0,005 = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Коефіцієнт стиснення лопатками на вході

$$\tau_1 = 1 - \frac{z_1 \delta}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_1}; \quad (2.60)$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{15 \cdot 9 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,37 \cdot \sin 40} = 0,86$$

Ширина лопатки при вході на РК, м

$$b_1 = \frac{V_H}{\pi \cdot D_1 \cdot C_{1R} \cdot K_{v1} \cdot \tau}; \quad (2.61)$$

$$b_1 = \frac{4,85}{3,14 \cdot 0,37 \cdot 84 \cdot 0,98 \cdot 0,86} = 0,06 \text{ м}$$

Після визначення ширини лопатки b_1 необхідно підрахувати напруження згину

Напруження згину, МПа

$$\sigma_{us} = \frac{0,022}{\delta} \cdot r_1 \cdot b_1^2 \cdot \left(\frac{n}{1000} \right)^2 \cdot \cos \beta_1 \leq [\sigma_{us}] \quad (2.62)$$

$$\sigma_{us} = 235 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{us} = \frac{0,022}{0,009} \cdot 0,152 \cdot 0,065^2 \cdot \left(\frac{6700}{1000} \right)^2 \cdot \cos 40^\circ = 81 \leq 235 \text{ МПа}$$

Перепад температур

$$\Delta t_2 = \frac{1}{R \cdot \frac{k}{k-1}} \cdot \left(\frac{H_{ef}}{x \cdot \eta_{пол}} - \frac{C_2^2}{2g} \right) \quad (2.63)$$

$$\Delta t_2 = \frac{1}{508 \cdot \frac{1,31}{1,31-1}} \cdot \left(\frac{56890}{2 \cdot 0,8} - \frac{155^2}{2 \cdot 9,81} \right) = 15,4^\circ \text{C}$$

Коефіцієнт, який враховує температурний режим на РЛ

$$K_{v2} = \left(1 + \frac{\Delta t_2}{T_H} \right)^{\sigma-1}; \quad (2.64)$$

$$K_{v2} = \left(1 + \frac{15,4}{288} \right)^{2,3} = 1,11$$

Ширина РЛ при виході з РК, м

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							29
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

$$b_2 = \frac{V_H}{\pi \cdot D_2 \cdot C_{2r} \cdot K_{v2} \cdot \tau_2}; \quad (2.65)$$

$$b_2 = \frac{4,85}{3,14 \cdot 0,68 \cdot 58 \cdot 1,11 \cdot 0,937} = 0,037 \text{ м}$$

Коефіцієнт стиску

$$\tau_2 = 1 - \frac{0,6 \cdot Z_2 \cdot \delta}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_{2\infty}}; \quad (2.66)$$

$$\tau_2 = 1 - \frac{0,6 \cdot 15 \cdot 9 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,68 \cdot \sin 46^0} = 0,937$$

Перевіряємо співвідношення

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{0,037}{0,68} = 0,054$$

Перевіряємо число обертів ротора, об/хв

$$n = 33,9 \cdot U_2 \cdot \sqrt{\frac{\tau_2 \cdot K_{v2} \cdot \frac{b_2}{D_2} \cdot \frac{C_{2r}}{U_2} \cdot U_2}{V_H}}; \quad (2.67)$$

$$n = 33,9 \cdot 242 \cdot \sqrt{\frac{0,937 \cdot 1,11 \cdot 0,054 \cdot 0,24 \cdot 242}{4,85}} = 6720 \text{ об/хв}$$

Розраховуємо вагову продуктивність, кг/с

$$G = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot C_2 \cdot K_{v2} \cdot \rho_n \cdot \tau_2; \quad (2.68)$$

$$G = 3,14 \cdot 0,68 \cdot 0,037 \cdot 155 \cdot 1,11 \cdot 37 \cdot 0,937 = 470 \text{ кг/с}$$

Визначимо кут нахилу покриваючого диску

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{2 \cdot (b_1 - b_2)}{D_2 - D_1}; \quad (2.69)$$

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{2 \cdot (0,06 - 0,037)}{0,68 - 0,37} = 0,1$$

$$\angle \theta = \arctg 0,1 = 5,7^0$$

2.8 Друге робоче колесо

Розрахунок другого колеса проводимо виходячи з рівності діаметрів РК. Розрахунок другого колеса зводиться до визначення b_1 , b_2 , C_1 , β_1 .

Перепад температур, за формулою (2.63), ^0C

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							30
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

$$\Delta t_2 = \frac{1}{508 \cdot \frac{1,31}{1,31-1}} \cdot \left(\frac{2 \cdot 56890}{2 \cdot 0,8} - \frac{155^2}{2 \cdot 9,81} \right) = 31,39 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Коефіцієнт, який враховує температурний режим на РЛ, за формулою (2.64)

$$K_{v_2} = \left(1 + \frac{31,39}{288} \right)^{2,3} = 1,26$$

Ширина робочих лопаток при виході з РК за формулою (2-65), м

$$b_2 = \frac{4,85}{3,14 \cdot 0,68 \cdot 58 \cdot 1,26 \cdot 0,937} = 0,037 \text{ м}$$

Різниця ширини лопаток РК на вході та виході, м

$$\Delta b = (b_1 - b_2) \quad (2.70)$$

$$\Delta b = (0,06 - 0,037) = 0,023 \text{ м}$$

Ширина лопаток колеса при вході в РК, м

$$b_1 = b_2 + \Delta b \quad (2.71)$$

$$b_1 = 0,037 + 0,023 = 0,06 \text{ м}$$

Елементи вхідного трикутника швидкостей у першому наближенні можна прийняти, м/с

$$C_{1r}'' = C_1'' = (0,9 \div 0,95) \cdot C_{1r}; \quad (2.72)$$

$$C_{1r}'' = 0,95 \cdot 84 = 79,8 \text{ м/с}$$

C_{1r} , C_{1r}'' – радіальні складові абсолютної швидкості газу на робочі лопатки першого та другого РК

$$\Delta t_1'' = \frac{1}{R \cdot \frac{k}{k-1}} \cdot \left[\frac{H_{ef} \cdot (H-1)}{x \cdot \eta_{пол}} - \frac{(C_1'')^2}{2g} \right]; \quad (2.73)$$

$$\Delta t_1'' = \frac{1}{508 \cdot \frac{1,31}{1,31-1}} \cdot \left[\frac{56890 \cdot (2-1)}{2 \cdot 0,8} - \frac{(79,8)^2}{2 \cdot 9,81} \right] = 17 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Коефіцієнт зменшення об'єму газу при вході в друге колесо

$$K_{v_1''} = \left(1 + \frac{\Delta t_1''}{T_H} \right)^{\sigma-1}; \quad (2.74)$$

$$K_{v_1''} = \left(1 + \frac{15,79}{288} \right)^{2,3} = 1,13$$

Кут входу на робочі лопатки

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							31
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

$$C_{1r}'' = U_1 \cdot \operatorname{tg} \beta_1'' \Rightarrow \beta_1'' = \operatorname{arctg} \frac{C_{1r}''}{U_1}; \quad (2.75)$$

$$\beta_1'' = \operatorname{arctg} \frac{79,8}{130} = 33,1^\circ$$

Коефіцієнт стиску перерізу лопатки

$$\tau_1'' = 1 - \frac{0,6 \cdot Z_1 \cdot \delta}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_1''}; \quad (2.76)$$

$$\tau_1'' = 1 - \frac{0,6 \cdot 15 \cdot 9 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,37 \cdot \sin 31,5^\circ} = 0,85$$

Перевіряємо прийняту вище радіальну складову абсолютної швидкості другого РК, м/с

$$C_{1r}'' = \frac{V_H}{\pi \cdot D_1 \cdot b_1'' \cdot K_{v1}'' \cdot \tau_1''}; \quad (2.77)$$

$$C_{1r}'' = \frac{4,85}{3,14 \cdot 0,37 \cdot 0,06 \cdot 1,13 \cdot 0,85} = 80 \text{ м/с}$$

Відносна швидкість входу на лопатки другого колеса, м/с

$$\varpi_1'' = \sqrt{(C_1'')^2 + U_1^2} \quad (2.78)$$

$$\varpi_1'' = \sqrt{80^2 + 130^2} = 152 \text{ м/с}$$

Уточнюємо кут входу на лопатки другого колеса

$$\beta_1'' = \operatorname{arctg} \frac{C_{1r}''}{U_1}; \quad (2.79)$$

$$\beta_1'' = \operatorname{arctg} \frac{80}{130} = 33,3^\circ$$

Різниця між кутами входу першого і другого коліс становить

$$33,5 - 33,3 = 0,2$$

Оскільки різниця між кутами першого і другого РК незначна приймаємо для них однаковий кут, рівний $33,5^\circ$.

Швидкість газу у всмоктувальному отворі другого РК, м/с

$$C_0'' = \frac{C_{1r}''}{1,2}; \quad (2.80)$$

$$C_0'' = \frac{C_{1r}''}{1,2} = \frac{80}{1,2} = 66 \text{ м/с}$$

Перепад температур, $^\circ\text{C}$

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							32
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

$$\Delta t_0'' = T_0'' - T_H = \frac{1}{R \cdot \frac{k}{k-1}} \cdot \left[\frac{H_{ef} \cdot (H-1)}{x \cdot \eta_{пол}} - \frac{(C_0'')^2}{2g} \right]; \quad (2.81)$$

$$\Delta t_0'' = \frac{1}{508 \cdot 3,3} \cdot \left[\frac{56890 \cdot (2-1)}{2 \cdot 0,8} - \frac{(66)^2}{2 \cdot 9,81} \right] = 15,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

На **рисунку 2.4** побудовано профіль РК нагнітача

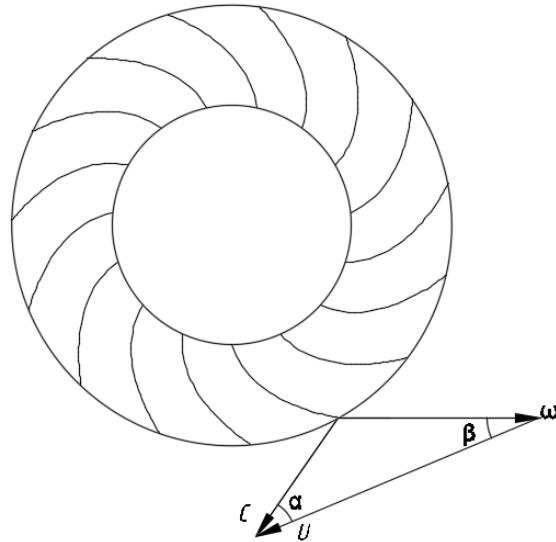


Рисунок 2.4 - Профіль РК нагнітача

2.9 Профілювання робочих лопаток

У відцентрових нагнітачах застосовують такі форми лопаток:

- окреслені по дузі кола постійного радіуса;
- комбіновані, по дузі кола на вхідній ділянці та прямі на вихідній;
- прямі.

Найбільш часто застосовують перші.

Радіус лопатки колеса, м

$$R = \frac{r_2^2 - r_1^2}{D_2 \cos \beta_{2\infty} - D_1 \cdot \cos \beta_1} \quad (2.82)$$

$$R = \frac{0,34^2 - 0,185^2}{0,68 \cdot \cos 46^\circ - 0,37 \cdot \cos 33,5^\circ} = 0,393 \text{ м,}$$

де r_1 і D_1 – радіус та діаметр колеса при вході на робочі лопатки;

r_2 і D_2 – радіус та діаметр колеса при виході з робочих лопаток.

Радіус центрів, м

$$R_0 = \sqrt{R \cdot (R - D_2 \cdot \cos \beta_{2\infty}) + r_2^2} \quad (2.83)$$

$$R_0 = \sqrt{0,393 \cdot (0,393 - 0,68 \cos 46^\circ) + 0,34^2} = 0,483 \text{ м}$$

2.10 Визначення розмірів дифузорів

Дифузор служить для перетворення швидкісного напору в тиск. Визначаємо ширину дифузора b_3 . Співвідношення b_3/b_2 залежить від величини b_2/D_2 . При $b_2/D_2 > 0,04$ оптимальним є $b_3/b_2 = 0,8$. В нашому випадку $0,037/0,68 = 0,054 > 0,04$.

З конструктивних міркувань приймаємо ширину постійною, м

$$b_3 = b_4 = 0,72 \cdot b_2 \quad (2.84)$$

$$b_3 = b_4 = 0,72 \cdot 0,03 = 0,0216 \text{ м}$$

Вхідний діаметр, м

$$D_4 = 1,55 \cdot D_2 \quad (2.85)$$

$$D_4 = 1,55 \cdot 0,68 = 0,86 \text{ м}$$

Вихідний діаметри, м

$$D_3 = 1,1 \cdot D_2 \quad (2.86)$$

$$D_3 = 1,1 \cdot 0,68 = 0,74 \text{ м}$$

Кут входу в дифузор - $\alpha_3 = \alpha_2 = 23,49^\circ$ [10];

Кут виходу з дифузору - $\alpha_4 = 40^\circ$ [10];

Швидкість потоку при вході в дифузор, м/с

$$C_3 = C_2 = 153,92 \text{ м/с}$$

Коефіцієнт дифузорності

$$K_d = \frac{C_2}{C_4} = \frac{0,83 \cdot \sqrt{\varphi_{2r}^2 + \varphi_{2u}^2}}{\left(\frac{b_2}{D_2} \cdot \varphi_{2u} \right)^{\frac{1}{3}}} \quad (2.87)$$

$$K_d = \frac{0,83 \cdot \sqrt{0,26^2 + 0,6^2}}{\left(\frac{0,03}{0,55} \cdot 0,24 \right)^{\frac{1}{3}}} = 2,24$$

Швидкість потоку при виході з дифузора, м/с

$$C_4 = \frac{C_2}{K_d} \quad (2.88)$$

$$C_4 = \frac{153,92}{2,24} = 68,8 \text{ м/с}$$

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							34
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

2.11 Розрахунок зворотно направляючого апарату

Основні параметри ЗНА:

- товщина лопаток $\delta = 9\text{ мм}$;
- діаметри вхідного та вихідного перерізів ЗНА приймаємо

$$D_5 = D_4 = 0,86 \text{ м.}$$

- ширина ЗНА

$$b_5 = 1,1 \cdot b_4 \quad (2.89)$$

$$b_5 = 1,1 \cdot 0,0216 = 0,0252 \text{ (м.)}$$

Кут α'_4 знаходимо по куту відставання $\delta\alpha_4$

$$\alpha'_4 = \alpha_4 - \delta\alpha_4 = \alpha_4 - \frac{0,346 \cdot (\alpha_4 - \alpha_3)}{\sqrt{\left(\frac{l}{t}\right)_{opt}}}, \quad (2.90)$$

$\left(\frac{l}{t}\right)_{opt}$ – оптимальна щільність лопаток $(1,8 \div 2,2)$.

$$\alpha'_4 = 43 - \frac{0,346 \cdot (43 - 23,49)}{\sqrt{1,8}} = 37,98^\circ.$$

Кут входу потоку в лопатки ЗНА

$$\operatorname{tg} \alpha_5 = k_{mp} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha'_4}{\left(\frac{b_5}{b_4}\right)}, \quad (2.91)$$

k_{mp} – коефіцієнт, який враховує втрати руху в кільцевому коліні перед ЗНА

$k_{mp} = 1,35 \div 1,7$ для дифузора.

$$\operatorname{tg} \alpha_5 = 1,39 \cdot \frac{\operatorname{tg} 37,98^\circ}{\left(\frac{0,0252}{0,0216}\right)} = 0,93$$

$$\alpha_5 = 43^\circ$$

Швидкість потоку при вході в ЗНА

$$C_5 = 1,05 \cdot C_4 \quad (2.92)$$

$$C_5 = 1,05 \cdot 68,8 = 72,2 \text{ м/с,}$$

Кут виходу потоку з ЗНА $\alpha_6 = 90^\circ$

Радіус переходу від криволінійної частини лопаток до прямолінійної, м

$$r_\pi = \frac{D_2}{2} \quad (2.93)$$

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							35
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

$$r_{\pi} = \frac{0,68}{2} = 0,34 \text{ м}$$

Профільювання лопаток ЗНА, м

$$R = \frac{r_5^2 - r_{\pi}^2}{D_5 \cdot \cos \alpha_5} \quad (2.94)$$

$$R = \frac{0,43^2 - 0,275^2}{0,86 \cdot \cos 43^0} = 0,173 \text{ м}$$

2.12 Розрахунок всмоктуючої та випускної камер

2.12.1 Всмоктуюча камера

Вхідний переріз всмоктуючого патрубку приймаємо круглим, з діаметром d_{ec}

Площа вхідного перерізу, м²

$$f_{ec} = \frac{V_H}{C_{ec}} ; \quad (2.95)$$

C_{ec} приймаємо 45 м/с за умовою $C_{ec} < C_0$ [10];

$$f_{ec} = \frac{4,85}{45} = 0,0792 \text{ м}^2$$

Діаметр всмоктуючого патрубку, м

$$d_{ec} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{ec}}{\pi}} ; \quad (2.96)$$

$$d_{ec} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0792}{3,14}} = 0,318 \text{ м}$$

Витрата газу в перерізі, який характеризується кутом α , м³/с

$$V_a = \frac{V_H}{3 \cdot 120} \cdot \alpha ; \quad (2.97)$$

Переріз всмоктуючої камери, який характеризується кутом α , м²

$$f_a = \frac{V_a}{C_{ec}} ; \quad (2.98)$$

Розрахунок патрубка перерізу f_a проводять для кута α від 0÷180⁰

Результати розрахунку витрата газу та перерізу всмоктуючої камери, зводимо у таблицю 2.5

Таблиця 2.5 - Результати розрахунку всмоктуючої камери

α , град	V_a , м ³ /с	f_a , м ²
30	0,297	0,0066
60	0,594	0,0132
90	0,891	0,0198
120	1,188	0,0264
150	1,485	0,0330
180	1,782	0,0396

2.12.2 Випускна камера

Випускну камеру виконуємо у вигляді равлика.

Швидкість руху газу у випускному патрубку, м/с

$$C_{\text{вих}} = 0,8 \cdot C_4 ; \quad (2.99)$$

$$C_{\text{вих}} = 0,8 \cdot 68,8 = 55,04 \text{ м/с}$$

Площа вихідного перерізу випускного патрубка, м²

$$f_{\text{вих}} = \frac{V_H}{K_{\text{vk}} \cdot C_{\text{вих}}} ; \quad (2.100)$$

де K_{vk} - коефіцієнт зменшення об'єму, величина якого дорівнює 1,7 [10]

$$f_{\text{вих}} = \frac{4,85}{1,7 \cdot 55,04} = 0,038 \text{ м}^2$$

Діаметр вихідного отвору випускного патрубка, м

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot f_{\text{вих}}}{\pi} \right)} ; \quad (2.101)$$

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 0,038}{3,14} \right)} = 0,22 \text{ м}$$

Витрата газу у перерізі, який характеризується кутом α , м³/с

$$V_a = \frac{V_H}{360 \cdot K_{\text{vk}}} \cdot \alpha \quad (2.102)$$

Зміну перерізу випускного патрубка, м²

$$f_a = \frac{V_a}{C_{\text{вих}}}$$

Для більш точного розрахунку перерізу f_a вибираємо $\alpha = 0 \div 360^\circ$ з інтервалом 45° .

Розрахунок зводимо у таблицю 2.6

Таблиця 2.6 - Результати розрахунків випускної камери

α град.	V_a , м ³ /с	f_a , м ²
45	0,262	0,00476
90	0,524	0,00952
135	0,786	0,01428
180	1,048	0,01904
225	1,310	0,02380
270	1,572	0,02856
315	1,834	0,03332
360	2,096	0,03808

2.13 Розрахунок нагнітача на міцність

2.13.1 Розрахунок корпусу

Вихідні дані

матеріал корпусу – Сталь 22Х3М ТУ24-3-15-124-74:

границя текучості $\sigma_m = 441$ МПа

границя міцності $\sigma_{\sigma} = 588$ МПа

матеріал замітник для корпусу – Сталь 08 ГДНФ ТУ24-315-612

$\sigma_m = 343$ МПа

$\sigma_{\sigma} = 441$ МПа

Оцінка міцності корпусу проводилася шляхом співвідношення максимального приведенного напруження з допустимим, МПа

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_m}{1,5} \text{ або } [\sigma_H] = \frac{\sigma_{\sigma}}{2,6}, \quad (2.103)$$

для менш міцного матеріалу – Сталь 08 ГДНФ.

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{\sigma}}{2,6} = \frac{441}{2,6} = 170 \text{ МПа}$$

Приведене напруження визначається за теорією максимально дотичних напружень

$$\sigma_{np} = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (2.104)$$

Для першого розрахункового випадку найбільш навантажена ділянка

$$\sigma_1 = 206 \text{ МПа} \quad \sigma_3 = 0$$

Умова міцності корпусу для першого розрахункового випадку (режим опресовки)

$$\sigma_{np} = \sigma_1 - \sigma_3 = 206 - 0 \leq 1,3 \cdot [\sigma_H] = 1,3 \cdot 170 = 220$$

$$206 \leq 220 \text{ МПа}$$

Умови міцності корпусу для другого розрахункового випадку (режиму випробувань)
для найбільш навантаженої ділянки

$$\sigma_{np} = \sigma_1 - \sigma_3 = 206 \leq 1,5 \cdot [\sigma_H] = 1,5 \cdot 170 = 255$$

Тобто міцність корпусу забезпечена.

2.13.2 Розрахунок вала ротора

Крутний момент при номінальному режимі

$$M_{\kappa} = \frac{30 \cdot N}{n \cdot \pi} \quad (2.105)$$

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							38
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

$$M_{\kappa} = \frac{30 \cdot 10000}{6700 \cdot 3,14} = 7340 \text{ Нм}$$

Момент опору при крученні у небезпечному режимі

$$W_{\kappa} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (2.106)$$

$$W_{\kappa} = \frac{3,14 \cdot 0,1^3}{16} = 0,000261 \text{ м}^3$$

Напруження при крученні, МПа

$$\tau_{\kappa} = \frac{M_{\kappa}}{W_{\kappa}} \quad (2.107)$$

$$\tau_{\kappa} = \frac{7340}{0,000261} = 28,1 \text{ МПа}$$

Допустиме значення напруження при крученні, МПа

$$[\tau] = 0,5[\sigma] \quad (2.108)$$

де $[\sigma] = 250 \text{ МПа}$ – допустиме напруження при нормальних умовах

$$[\tau] = 0,5 \cdot 250 = 125 \text{ МПа}$$

Умова міцності при крученні $\tau_{\kappa} = 28,1 \text{ МПа} < 125 \text{ МПа}$ – виконана.

Змінна складова обертаючого моменту

$$M_{\kappa V} = 0,1 \cdot M_{\kappa} \quad (2.109)$$

$$M_{\kappa V} = 0,1 \cdot 7340 = 734 \text{ Нм}$$

Амплітуда циклу при крученні

$$\tau_a = \frac{M_{\kappa V}}{W_{\kappa}} \quad (2.110)$$

$$\tau_a = \frac{734}{0,000261} = 2,8 \text{ МПа}$$

Середнє напруження циклу при крученні:

$$\tau_m = \tau_{\kappa} = 28 \text{ МПа}$$

Границя витривалості при крученні, МПа

$$\tau_{-1} = 0,5 \cdot \sigma_{-1} \quad (2.111)$$

де $\sigma_{-1} = 451 \text{ МПа}$

$$\tau_{-1} = 0,5 \cdot 451 = 225 \text{ МПа}$$

Границя витривалості при крученні

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							39
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_r}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_r \cdot \tau_m}, \quad (2.112)$$

де K_r – ефективний коефіцієнт концентрації для ступеневого вала з галтеллю при крученні;

ε_{τ} – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів;

β_{τ} – коефіцієнт впливу якості механічної обробки;

ψ_r – коефіцієнт чутливості матеріалу й асиметрії циклу при крученні.

За даними роботи [10] беру $K_r = 2,2$, $\varepsilon_{\tau} = 0,6$, $\beta = 0,8$, $\psi_r = 0,1$, тоді

$$n_{\tau} = \frac{225}{\frac{2,2}{0,6 \cdot 0,8} \cdot 2,8 + 0,1 \cdot 28} = 14,65$$

Амплітуда циклу при згинанні

$$\sigma_a = \frac{M_{kv}}{W_k} \quad (2.113)$$

$$\sigma_a = \frac{734}{0,000261} = 2,8 \text{ МПа}$$

Запас міцності по межі витривалості при згині

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta} \cdot \tau_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{\sigma}}, \quad (2.114)$$

де K_{σ} - ефективний коефіцієнт для ступеневого вала з галтеллю при згинанні;

ε_{σ} - коефіцієнт впливу абсолютних розмірів;

β - коефіцієнт впливу якості механічної обробки поверхні;

σ_{σ} - середнє напруження циклу при згинанні;

ψ_{σ} - коефіцієнт чутливості матеріалу й асиметрії циклу при згині.

За даними роботи [10] беру $K_{\sigma} = 2,8$, $\varepsilon_{\sigma} = 0,6$, $\beta_{\sigma} = 0,8$, $\psi_{\sigma} = 0,2$, тоді

$$n_{\sigma} = \frac{451}{\frac{2,8}{0,6 \cdot 0,8} \cdot 2,8 + 0,2 \cdot 0} = 28,05$$

Запас міцності по межі витривалості

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\kappa}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\kappa}^2}} \quad (2.115)$$

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							40
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

$$n = \frac{28,05 \cdot 14,65}{\sqrt{28,05^2 + 14,65^2}} = 12$$

Аналіз результатів розрахунку показує, що міцність валів забезпечена, так як умови міцності виконані.

2.14 Результати розрахунків нагнітача

Розрахунок нагнітача природного газу виконано за наведеною вище методикою за програмою «ГазКондНафта» в інституті газу Національної Академії Наук України,. Результати розрахунків наведені в таблиці 2.7 і таблиці 2.8.

Таблиця 2.7 Вихідні дані

Поток 1.in_				
=====				
Давление	3,800 МПа	Температура		15,00 °С
	38,00 ата			288,15 К
	моль/моль	кмоль/час	кг/кг	кг/час
Метан	0,9600000	32553,0230	0,9027251	522150,4889
Этан	0,0300000	1370,6536	0,0712559	41215,5538
Пропан	0,0100000	342,6634	0,0261197	15108,0293
Сумма		34266,3400		578415,8192
Доли фаз	Газ:	1,00000	Углевод.жидкость: 0,00000	
мол. доля	Водный раствор:	0,00000		
=====				
Поток 2				
=====				
Давление	5,6 МПа	Температура		332,98 К
	6,6 ата			59,83 °С
	моль/моль	кмоль/час	кг/кг	кг/час
Метан	0,9600000	32549,7455	0,9027251	522097,9178
Этан	0,0300000	1370,5156	0,0712559	41211,4041
Пропан	0,0100000	342,6289	0,0261197	15106,5082
Сумма		34262,8900		578357,5832
Доли фаз	Газ:	1,00000	Углевод.жидкость: 0,00000	
мол. доля	Водный раствор:	0,00000		
=====				

Таблиця 2.8 Результати розрахунків

Автономный компрессор КО-1					

Вход	1				
Давление МПа	3.8000				
Температура С	15.00				
	К	288.15			
Расход кмоль/час	34262.8900				
	кг/час	578357.600			

К.п.д. компрессора = .8000					
Мощность компрессора = 9752.690 кВт					

Выход	2				
Давление МПа	5.6000				
Температура С	59.83				
	К	332.98			

2.15 Висновки за розділом 2

Для перекачування 55 млн. м³/добу природного газу було підібрано відцентровий нагнітач виробництва «Сумське Машинобудівне Науково-Виробниче Об'єднання» (м. Суми) 201ГЦ2-290/38-56. Нагнітач компримує газ від 3,8 МПа до 5,6 МПа, продуктивність нагнітача приведена до 293 К та 0,101 МПа складає 200 (м³/с). Було проведено розрахунок проточної частини нагнітача та розрахунок на міцність. Нагнітач – двоступеневий, повнонапірний, ступінь компримування складає 1,45. Зовнішній діаметр робочого колеса 0,68 м, товщина робочих лопаток – 9 мм, діаметр входу в колесо 0,37 м, діаметр валу 0,1 м. Умови міцності забезпечені. Проведено електронний розрахунок програмою «ГазКондНафта» інституту газу НАН України. Визначено необхідну потужність двигуна – 10МВт. Електронний розрахунок підтвердив коректність механічного розрахунку.

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							42
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

3 ГАЗОТУРБІННИЙ ДВИГУН

3.1 Розрахунок горіння газу

ГТД змонтований на станції компримування газу має забезпечити необхідний діапазон регулювання продуктивності газопроводу. Це досягається шляхом використання двох-вальної (іноді трьох-вальної) конструкції агрегату з виокремленим нагнітачем. Віддаленість від баз ремонту, умови транспортування та монтажу агрегату в важкодоступних районах обумовили виконання ГТД в блочно-транспортельній конструкції та використання в турбодетандері енергії розширення газу з газопроводу [12].

Розрахунки горіння палива виконується з метою визначення температури горіння.

Склад сухого газу беру з розділу 2.1

Густина водяної пари при нормальних умовах, $\text{г/м}^3_{\text{с.г}}$

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\mu_{\text{H}_2\text{O}}}{Na} \quad (3.1)$$

де $\mu_{\text{H}_2\text{O}}$ - молярна маса водяної пари, величина якої дорівнює 18 кг/кмоль ;

Na – молярний об'єм при нормальних умовах, величина якого дорівнює 22,4 $\text{м}^3/\text{кмоль}$

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{18}{22,4} = 0,804 \text{ кг/м}^3_{\text{H}_2\text{O}} = 804 \text{ г/м}^3_{\text{H}_2\text{O}}$$

Коефіцієнт перерахунку газоподібного палива з сухого на вологе

$$K_{\text{Г}} = \frac{\rho_{\text{H}_2\text{O}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}} + d_{\text{Г}}} \quad (3.2)$$

Беру вологовміст газу рівним $d_{\text{Г}} = 5 (\text{г/м}^3_{\text{с.г}})$ [13]

$$K_{\text{Г}} = \frac{804}{804 + 5} = 0,994$$

Склад вологого палива, в об'ємних частках

$$V^{\text{вол}} = V^{\text{с}} \cdot K_{\text{Г}} \quad (3.3)$$

де $V^{\text{с}}$ – склад сухого палива, в об'ємних частках;

Результати розрахунків вологого палива, в об'ємних частках, наведено в таблиці 3.1

Таблиця 3.1 – Склад вологого палива

CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	N_2	CO_2	H_2O	Σ
96,356	1,209	0,387	0,116	0,962	0,368	0,602	100

Розрахунок горіння газоподібного палива, виконано відповідно до методики [13].

Методика розрахунку горіння наведене в таблиці 3.2; результати розрахунку горіння наведені в таблиці 3.3.

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							43
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

Компонент	М ³ в 100 М ³ палива	Реакція горіння	Повітря			Продукти горіння				
			O ₂	N ₂	V _{пов.}	RO ₂	O ₂	N ₂	H ₂ O	V _{пр.гор.}
CH ₄	CH ₄	CH ₄ + 2 O ₂ = CO ₂ + 2 H ₂ O	2CH ₄	2CH ₄ ·3,76	2CH ₄ · 4,76	CH ₄	-	2CH ₄ · 3,76	2CH ₄	Σ
C ₂ H ₆	C ₂ H ₆	C ₂ H ₆ + 3,5 O ₂ = 2 CO ₂ + 3 H ₂ O	3,5 C ₂ H ₆	3,5 C ₂ H ₆ · 3,76	3,5 C ₂ H ₆ · 4,76	2C ₂ H ₆	-	3,5 C ₂ H ₆ · 3,76	3C ₂ H ₆	Σ
C ₃ H ₈	C ₃ H ₈	C ₃ H ₈ + 5 O ₂ = 3 CO ₂ + 4 H ₂ O	5C ₃ H ₈	5C ₃ H ₈ ·3,76	5C ₃ H ₈ · 4,76	3C ₃ H ₈	-	5C ₃ H ₈ · 3,76	4C ₃ H ₈	Σ
C ₄ H ₁₀	C ₄ H ₁₀	C ₄ H ₁₀ + 6,5 O ₂ = 4 CO ₂ + 5H ₂ O	6,5 C ₄ H ₈	6,5 C ₄ H ₈ ·3,76	6,5 C ₄ H ₈ · 4,76	4C ₄ H ₈	-	6,5 C ₄ H ₈ · 3,76	5C ₄ H ₈	Σ
N ₂	N ₂	-	-	-	-	-	-	N ₂	-	N ₂
CO ₂	CO ₂	-	-	-	-	CO ₂	-	-	-	CO ₂
H ₂ O	H ₂ O	-	-	-	-	-	-	-	H ₂ O	H ₂ O
	100 М ³	α = 1,0; повітря сухе	A	B	B	Г	O	Д	Е	Ж
		α = 1,0; повітря вологе	A	B	B + ε'	Г	O	Д	Е + ε'	Ж + ε'
	$\varepsilon' = \frac{B \cdot d_B}{804} = \frac{M^3}{100 M_n^3}$	α ≥ 1,0; повітря сухе	αA	αB	αB	Г	αA - A	(αB - Б) + Д	Е	З
	$\varepsilon'' = \frac{\alpha \cdot B \cdot d_B}{804} = \frac{M^3}{100 M_n^3}$	α ≥ 1,0; повітря вологе	αA	αB	αB + ε''	Г	αA - A	(αB - Б) + Д	Е + ε''	З + ε''

Таблиця 3.2 – Методика розрахунку
горіння газоподібного палив

Компонент	м ³ и в 100 м ³ и палива	Реакція горіння	Повітря			Продукти горіння				
			O ₂	N ₂	V _{пов.}	RO ₂	O ₂	N ₂	H ₂ O	V _{пр.гор.}
CH ₄	96,356	CH ₄ + 2 O ₂ = CO ₂ + 2 H ₂ O	192,712	724,597	917,309	96,356	-	724,597	192,712	1013,665
C ₂ H ₆	1,209	C ₂ H ₆ + 3,5 O ₂ = 2 CO ₂ + 3 H ₂ O	4,232	55,693	70,505	2,418	-	15,91	3,627	21,955
C ₃ H ₈	0,387	C ₃ H ₈ + 5 O ₂ = 3 CO ₂ + 4 H ₂ O	1,935	7,276	9,211	1,161	-	7,276	1,548	9,985
C ₄ H ₁₀	0,116	C ₄ H ₁₀ + 6,5 O ₂ = 4 CO ₂ + 5 H ₂ O	0,754	2,835	3,589	0,464	-	2,835	0,58	3,879
N ₂	0,962	-	-	-	-	-	-	0,962	-	0,962
CO ₂	0,368	-	-	-	-	0,368	-	-	-	0,368
H ₂ O	0,602	-	-	-	-	-	-	-	0,602	0,602
	100 м ³ и	α = 1,0; повітря сухе	199,633	790,401	1000,614	100,767	-	751,58	199,069	1051,416
	$\epsilon' = \frac{B \cdot d_g}{804} = \frac{1000,614 \cdot 5}{804} = 6,22 \frac{м^3}{100 м^3}$	α = 1,0; повітря вологе	199,633	790,401	1006,836	100,767	-	751,58	205,289	1057,636
	$\epsilon' = \frac{\alpha \cdot B \cdot d_g}{804} = \frac{1,1 \cdot 1000,614 \cdot 5}{804} = 6,85 \frac{м^3}{100 м^3}$	α > 1,0; повітря сухе	219,596	869,441	1100,675	100,767	19,963	830,62	199,069	1150,419
		α > 1,0; повітря вологе	219,596	869,441	1107,52	100,767	19,963	830,62	205,919	1157,269

Таблиця 3.3 – Розрахунок горіння газоподібного палива

Необхідний об'єм повітря для згоряння палива, $\text{м}^3_{\text{н.пов.}} / \text{м}^3_{\text{н.пал}}$

$$V_{\text{нов}}^o = \frac{B + \varepsilon'}{100} \quad (3.4)$$

$$V_{\text{нов}}^o = \frac{1000,614 + 6,22}{100} = 10,068 \text{ м}^3_{\text{н.пов.}} / \text{м}^3_{\text{н.пал}}$$

$$V_{\text{нов}}^{\partial} = \frac{\alpha \cdot B + \varepsilon''}{100} \quad (3.5)$$

$$V_{\text{нов}}^{\partial} = \frac{1,1 \cdot 1000,614 + 6,85}{100} = 11,075 \text{ м}^3_{\text{н.пов.}} / \text{м}^3_{\text{н.пал}}$$

Об'єми продуктів згоряння, $\text{м}^3_{\text{н.RO}_2} / \text{м}^3_{\text{н.пал}}$

При $\alpha = 1,0$:

$$V_{\text{RO}_2 \text{ пр.зг.}}^o = \frac{\Gamma}{100} \quad (3.6)$$

$$V_{\text{RO}_2 \text{ пр.зг.}}^o = \frac{100,767}{100} = 1 \text{ м}^3_{\text{н.RO}_2} / \text{м}^3_{\text{н.пал}}$$

$$V_{\text{N}_2 \text{ пр.зг.}}^o = \frac{D}{100} \quad (3.7)$$

$$V_{\text{N}_2 \text{ пр.зг.}}^o = \frac{751,58}{100} = 7,515 \text{ м}^3_{\text{н.N}_2} / \text{м}^3_{\text{н.пал}}$$

$$V_{\text{H}_2\text{O пр.зг.}}^o = \frac{E + \varepsilon'}{100} \quad (3.8)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O пр.зг.}}^o = \frac{205,289}{100} = 2,052 \frac{\text{м}^3_{\text{н. H}_2\text{O}}}{\text{м}^3_{\text{н. пал}}} \text{ м}^3_{\text{н.зг.}} / \text{м}^3_{\text{н.пал}}$$

$$V_{\text{пр.зг.}}^{\alpha=1} = V_{\text{RO}_2 \text{ пр.зг.}}^{\alpha=1} + V_{\text{N}_2 \text{ пр.зг.}}^{\alpha=1} + V_{\text{H}_2\text{O пр.зг.}}^{\alpha=1} \quad (3.9)$$

$$V_{\text{пр.зг.}}^{\alpha=1} = 1 + 7,515 + 2,052 = 10,567 \text{ м}^3_{\text{н.пр.зг.}} / \text{м}^3_{\text{н.пал}}$$

При $\alpha = 1,1$

$$V_{\text{RO}_2 \text{ пр.зг.}}^{\alpha=1,1} = \frac{\Gamma}{100} \quad (3.10)$$

$$V_{\text{RO}_2 \text{ пр.зг.}}^{\alpha=1,1} = \frac{100,767}{100} = 1 \text{ м}^3_{\text{н.RO}_2} / \text{м}^3_{\text{н.пал}}$$

$$V_{\text{O}_2 \text{ пр.зг.}}^{\alpha=1,1} = \frac{\alpha \cdot A - A}{100} \quad (3.11)$$

$$V_{\text{O}_2 \text{ пр.зг.}}^{\alpha=1,1} = \frac{19,963}{100} = 0,2 \text{ м}^3_{\text{н.O}_2} / \text{м}^3_{\text{н.пал}}$$

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							46
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

$$V_{N_2 \text{ np. } 32.}^{\alpha=1,1} = \frac{(\alpha \cdot B - B) + D}{100} \quad (3.12)$$

$$V_{N_2 \text{ np. } 32.}^{\alpha=1,1} = \frac{830,62}{100} = 8,31 \frac{M_{N_2}^3}{M_{\text{пал}}^3} \text{ м}^3_{\text{H}_2\text{O}} / \text{м}^3_{\text{H.пал}}$$

$$V_{H_2O \text{ np. } 32.}^{\alpha=1,1} = \frac{E + \varepsilon''}{100} \quad (3.13)$$

$$V_{H_2O \text{ np. } 32.}^{\alpha=1,1} = \frac{205,19}{100} = 2,06 \text{ м}^3_{\text{H}_2\text{O}} / \text{м}^3_{\text{H.пал}}$$

$$V_{\text{np. } 32.}^{\alpha=1,1} = V_{RO_2 \text{ np. } 32.}^{\alpha=1,1} + V_{O_2 \text{ np. } 32.}^{\alpha=1,1} + V_{N_2 \text{ np. } 32.}^{\alpha=1,1} + V_{H_2O \text{ np. } 32.}^{\alpha=1,1} \quad (3.14)$$

$$V_{\text{np. } 32.}^{\alpha=1,1} = 1 + 0,2 + 8,31 + 2,06 = 11,57 \text{ м}^3_{\text{H.пр. } 32.} / \text{м}^3_{\text{H.пал}}$$

Об'ємні долі продуктів згоряння при $\alpha = 1,0$

$$r_{RO_2 \text{ np. } 32.}^o = \frac{\Gamma}{\mathcal{K} + \varepsilon'} \quad (3.15)$$

$$r_{RO_2 \text{ np. } 32.}^o = \frac{100,767}{1051,416 + 6,22} = 0,095$$

$$r_{N_2 \text{ np. } 32.}^o = \frac{D}{\mathcal{K} + \varepsilon'} \quad (3.16)$$

$$r_{N_2 \text{ np. } 32.}^o = \frac{751,58}{1051,416 + 6,22} = 0,71$$

$$r_{H_2O \text{ np. } 32.}^o = \frac{E + \varepsilon'}{\mathcal{K} + \varepsilon'} \quad (3.17)$$

$$r_{H_2O \text{ np. } 32.}^o = \frac{199,069 + 6,22}{1051,416 + 6,22} = 0,195$$

$$\sum r_{i \text{ np. } 32.}^o = r_{RO_2 \text{ np. } 32.}^o + r_{N_2 \text{ np. } 32.}^o + r_{H_2O \text{ np. } 32.}^o \quad (3.18)$$

$$\sum r_{i \text{ np. } 32.}^o = 0,095 + 0,71 + 0,195 = 1,0.$$

Об'ємні долі продуктів згоряння при $\alpha = 1,1$

$$r_{RO_2 \text{ np. } 32.}^{\alpha=1,1} = \frac{\Gamma}{3 + \varepsilon''} \quad (3.19)$$

$$r_{RO_2 \text{ np. } 32.}^{\alpha=1,1} = \frac{100,767}{1157,269} = 0,087$$

$$r_{O_2 \text{ np. } 32.}^{\alpha=1,1} = \frac{\alpha \cdot A - A}{3 + \varepsilon''} \quad (3.20)$$

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							47
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

$$r_{O_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^{\alpha=1,1} = \frac{19,963}{1157,269} = 0,018$$

$$r_{N_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^{\alpha=1,1} = \frac{(\alpha \cdot B - B) + D}{3 + \epsilon''} \quad (3.21)$$

$$r_{N_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^{\alpha=1,1} = \frac{830,62}{1157,269} = 0,718$$

$$r_{N_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^{\alpha=1,1} = \frac{E + \epsilon''}{3 + \epsilon''} \quad (3.22)$$

$$r_{N_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^{\alpha=1,1} = \frac{199,069 + 6,85}{1150,419 + 6,85} = 0,177$$

$$\sum_i r_{i \text{ np. } 3\epsilon.}^{\alpha=1,1} = r_{RO_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^{\alpha=1,1} + r_{N_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^{\alpha=1,1} + r_{H_2O \text{ np. } 3\epsilon.}^{\alpha=1,1} \quad (3.23)$$

$$\sum_i r_{i \text{ np. } 3\epsilon.}^{\alpha=1,1} = 0,087 + 0,018 + 0,718 + 0,177 = 1,0$$

Парціальні тиски продуктів згорання при $\alpha = 1,0$

$$P_{RO_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^o = P_{a\delta c} \cdot r_{RO_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^o \quad (3.24)$$

$$P_{RO_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^o = 101,3 \cdot 0,095 = 9,624 \text{ кПа}$$

$$P_{N_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^o = P_{a\delta c} \cdot r_{N_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^o \quad (3.25)$$

$$P_{N_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^o = 101,3 \cdot 0,71 = 71,923 \text{ кПа}$$

$$P_{H_2O \text{ np. } 3\epsilon.}^o = P_{a\delta c} \cdot r_{H_2O \text{ np. } 3\epsilon.}^o \quad (3.26)$$

$$P_{H_2O \text{ np. } 3\epsilon.}^o = 101,3 \cdot 0,195 = 19,775 \text{ кПа}$$

$$\sum P_{i \text{ np. } 3\epsilon.}^o = P_{RO_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^o + P_{N_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^o + P_{H_2O \text{ np. } 3\epsilon.}^o \quad (3.27)$$

$$\sum P_{i \text{ np. } 3\epsilon.}^o = 9,624 + 71,923 + 19,775 = 101,325 \text{ кПа.}$$

Парціальні тиски продуктів згорання при $\alpha = 1,1$, кПа

$$P_{RO_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^{\alpha=1,1} = P_{a\delta c} \cdot r_{RO_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^{\alpha=1,1} \quad (3.28)$$

$$P_{RO_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^{\alpha=1,1} = 101,3 \cdot 0,087 = 8,813 \text{ кПа}$$

$$P_{O_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^{\alpha=1,1} = P_{a\delta c} \cdot r_{O_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^{\alpha=1,1} \quad (3.29)$$

$$P_{O_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^{\alpha=1,1} = 101,3 \cdot 0,018 = 1,823 \text{ кПа}$$

$$P_{N_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^{\alpha=1,1} = P_{a\delta c} \cdot r_{N_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^{\alpha=1,1} \quad (3.30)$$

$$P_{N_2 \text{ np. } 3\epsilon.}^{\alpha=1,1} = 101,3 \cdot 0,718 = 72,733 \text{ кПа}$$

						ТП 81мн 49 010 ПЗ	Арк.
							48
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

$$P_{H_2O \text{ нр.зг.}}^{\alpha=1,1} = P_{abc} \cdot r_{H_2O \text{ нр.зг.}}^{\alpha=1,1} \quad (3.31)$$

$$P_{H_2O \text{ нр.зг.}}^{\alpha=1,1} = 101,3 \cdot 0,117 = 17,956 \text{ кПа}$$

$$\sum P_{i \text{ нр.зг.}}^{\alpha=1,1} = P_{RO_2 \text{ нр.зг.}}^{\alpha=1,1} + P_{O_2 \text{ нр.зг.}}^{\alpha=1,1} + P_{N_2 \text{ нр.зг.}}^{\alpha=1,1} + P_{H_2O \text{ нр.зг.}}^{\alpha=1,1} \quad (3.32)$$

$$\sum P_{i \text{ нр.зг.}}^{\alpha=1,1} = P_{abc} = 8,813 + 1,823 + 72,733 + 17,956 = 101,325 \text{ кПа.}$$

3.2 Нижча теплота згорання палива

Нижча теплота згорання палива Q_H^P , кДж/м³_н

$$Q_H^P = \sum_{i=1}^n Q_{екз,i} \cdot r_{i,n-ва} = 0,01 \cdot \sum_{i=1}^n Q_{екз,i} \cdot V_{i,n-ва} \quad (3.33)$$

де $Q_{екз,i}$ –теплота екзотермічних реакцій i -го компонента газоподібного палива кДж/м³_н, [2]:

$$Q_{екз,CH_4} = 35840 \text{ кДж/м}^3\text{н};$$

$$Q_{екз,C_3H_8} = 91263 \text{ кДж/м}^3\text{н};$$

$$Q_{екз,C_2H_6} = 63778 \text{ кДж/м}^3\text{н};$$

$$Q_{екз,C_4H_{10}} = 118648 \text{ кДж/м}^3\text{н};$$

$$Q_H^P = 0,01 \cdot (35840 \cdot 96,938 + 63778 \cdot 1,217 + 91263 \cdot 0,389 + 118648 \cdot 0,117) = 36012 \text{ кДж/м}^3\text{н}$$

Ентальпія жаропродуктивна рівна нижчій теплоті згорання $I_{жс} \equiv Q_p^H = 36012 \text{ кДж/м}^3\text{н}$

3.3 Розрахункова температура горіння

Теплоємність продуктів згорання

$$c = r_{RO_2} \cdot c_{p_{RO_2}} + r_{H_2O} \cdot c_{p_{H_2O}} + r_{N_2} \cdot c_{p_{N_2}} + r_{O_2} \cdot c_{p_{O_2}} \quad (3.34)$$

де c_p - ізобарна середня теплоємність газу, який входить до складу продуктів згорання, величина якого визначається залежно від температури від 0 до 2500 °С, за методикою [13], кДж/(м³·К);

Ентальпія продуктів згорання

$$I = t \cdot V_{нр.зг.} \cdot c \quad (3.35)$$

де t – це температура продуктів згорання, °С

Результати розрахунку ентальпії та теплоємності продуктів згорання залежно від температури, подано в таблиці 3.4

Таблиця 3.4 - I,t-таблиця

t	$\alpha = 1$		$\alpha = 1,1$	
	c	I	c	I
1	2	3	4	5
0	1,366	0,0	1,35973	0,0
100	1,378	1456,6	1,37182	1587,2
200	1,392	2942,6	1,38513	3205,2

Продовження таблиці 3.4				
1	2	3	4	5
300	1,409	4465,3	1,4008	4862,2
400	1,426	6028,4	1,41797	6562,4
500	1,445	7634,0	1,43618	8308,3
600	1,464	9281,9	1,45485	10099,6
700	1,483	10970,6	1,47358	11934,5
800	1,502	12694,4	1,49165	13806,7
900	1,520	14453,9	1,50937	15717,1
1000	1,537	16245,1	1,52647	17661,3
1100	1,554	18062,5	1,54263	19633,0
1200	1,570	19907,3	1,5582	21634,1
1300	1,585	21772,0	1,57277	23656,0
1400	1,599	23658,7	1,58671	25701,5
1500	1,613	25560,5	1,59969	27762,7
1600	1,625	27480,8	1,61213	29843,7
1700	1,638	29418,4	1,62402	31942,9
1800	1,649	31363,3	1,63497	34049,8
1900	1,660	33325,2	1,64559	36175,0
2000	1,670	35293,6	1,65544	38306,9
2100	1,680	37277,8	1,66504	40455,5
2200	1,689	39268,6	1,67407	42611,7
2300	1,698	41263,8	1,68244	44771,5
2400	1,706	43265,2	1,6904	46939,0
2500	1,715	45295,9	1,69873	49135,7

Фізична ентальпія повітря, при $\alpha = 1,1$

$$I_{\phi}^{нов.} = \alpha \cdot V_{нов.}^o \cdot \bar{C}_{нов.} \cdot t_{нов.} \quad (3.36)$$

$$I_{\phi}^{нов.} = 1,1 \cdot 10,068 \cdot 1,2974 \cdot 10 = 143,68 \text{ кДж/м}^3_{\text{н}}$$

де $C_{нов.}$ теплоємність повітря, величина якого дорівнює 1,2974 кДж/м³_н

Фізична ентальпія палива, при $\alpha = 1$

$$I_{\phi}^{нал.} = 1 \cdot \overline{C}_{нал.} \Big|_0^{t_{нал.}} \cdot t_{нал.} \quad (3.37)$$

де $C_{нал.}$ теплоємність палива, величина якого дорівнює 1,49 кДж/м³_н

$$I_{\phi}^{нал.} = 1 \cdot 1,49 \cdot 10 = 14,9 \text{ кДж/м}^3_{\text{н}}$$

Калориметрична ентальпія газоподібного палива

$$I_K = Q_H^P + I_{\phi}^{нал.} + I_{\phi}^{нов.} \quad (3.38)$$

$$I_K = 36012 + 14,9 + 143,68 = 36170,6 \text{ кДж/м}^3_{\text{н}}$$

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							50
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

Калориметрична температура горіння газоподібного палива, t_K

$$t_K = t' + \frac{t'' - t'}{I'' - I'} \cdot (I_K - I') \quad (3.39)$$

$$t_K = 1800 + \frac{1900 - 1800}{36175 - 34049,8} \cdot (36170,6 - 34049,8) = 1899^\circ\text{C}$$

Розрахункова температура горіння газоподібного палива, $^\circ\text{C}$

$$t_{розр} = t_K \cdot \mu \quad (3.40)$$

де μ - пірометричний коефіцієнт, величина якого дорівнює 0,65

$$t_{розр} = 1899 \cdot 0,65 = 1335^\circ\text{C}$$

3.4 Коефіцієнт надлишку повітря

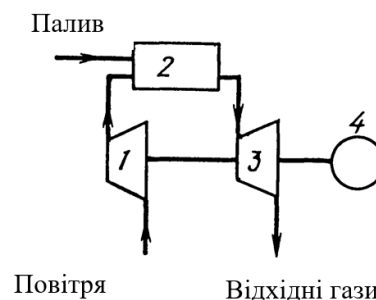


Рисунок – 3.1 газотурбінний двигун [14]

1 - компресор; 2 - КЗ; 3 - турбіна; 4 – нагнітач

Ступінь підвищення тиску робочого тіла в циклі, адиабатний к.к.д. компресор і турбіни визначаються з технічних характеристик установки. Для компресора ГТД ДН-70 ступінь стиску складає 10,5.

Температура повітря за компресором в ізоентропном процесі стиску $^\circ\text{C}$:

$$T_{4S} = T_3 \cdot \pi^{m_s} \quad (3.41)$$

$$T_{4S} = 15 \cdot 10,5 = 157,5^\circ\text{C}$$

Зміна температури повітря в ізоентропному процесі стиску $^\circ\text{C}$:

$$\Delta T_{KS} = T_{4S} - T_3 \quad (3.42)$$

$$\Delta T_{KS} = 157,5 - 15 = 142,5^\circ\text{C}$$

Зміна температури повітря в дійсному процесі стиску $^\circ\text{C}$:

$$\Delta T_K = \Delta T_{KS} / \eta_K \quad (3.43)$$

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							51
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

$$\Delta T_K = 142,5 / 0,88 = 162 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Температура повітря за компресором в дійсному процесі стиску $^{\circ}\text{C}$

$$T_4 = T_3 + \Delta T_K \quad (3.44)$$

$$T_4 = 15 + 162 = 177 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Темперопада в компресорі в дійсному процесі стиску, кДж/кг:

$$H_K = C_{pв} \cdot \Delta T_K \quad (3.45)$$

$$H_K = 1,005 \cdot 162 = 162,8 \text{ кДж/кг}$$

$C_{pв}$ – питома масова теплоємність повітря, кДж/(кг \cdot $^{\circ}\text{C}$)

Температура робочого газу за турбіною в ізентропном процесі розширення, $^{\circ}\text{C}$:

$$T_{2s} = T_1 / \pi^{m_r} \quad (3.46)$$

$$T_{2s} = 1335 / 8 = 167 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Зміна температури робочого газу в турбіні при ізентропном процесі розширення, $^{\circ}\text{C}$:

$$\Delta T_{TS} = T_1 - T_{2s} \quad (3.47)$$

$$\Delta T_{TS} = 1335 - 167 = 1168 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Зміна температури робочого газу в турбіні в дійсному процесі розширення, $^{\circ}\text{C}$

$$\Delta T_T = \Delta T_{TS} \cdot \eta_T \quad (3.48)$$

$$\Delta T_T = 1168 \cdot 0,8 = 934 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Температура робочого газу за турбіною в дійсному процесі розширення $^{\circ}\text{C}$:

$$T_2 = T_1 - \Delta T_T \quad (3.49)$$

$$T_2 = 1335 - 934 = 401 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Темперопада в турбіні в дійсному процесі розширення, кДж/кг:

$$H_T = C_{p_r} \cdot \Delta T_T \quad (3.50)$$

$$H_T = 1,005 \cdot 934 = 940 \text{ кДж/кг}$$

де: C_{p_r} – питома масова теплоємність повітря, кДж/(кг \cdot $^{\circ}\text{C}$)

3.5 Масова витрата газу

Масова витрата повітря на установку, кг/с:

$$M_B = \frac{N_{ГТУ}}{\left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot V_0 \cdot \rho_B}\right) \cdot H_T \cdot \eta_{MT} - \frac{H_K}{\eta_{MK}}} \quad (3.51)$$

$$M_B = \frac{10 \cdot 10^6}{\left(1 + \frac{1}{1,1 \cdot 10,068 \cdot 1,293}\right) \cdot 940 \cdot 0,98 - \frac{162,8}{0,97}} = 45 \text{ кг/с}$$

де V_0 – теоретично необхідний об'єм повітря для спалювання палива, м³;

ρ_B – густина повітря, кг/м³.

Витрата паливного газу на турбіну, кг/с:

$$M_T = M_B / (\alpha \cdot V_0 \cdot \rho_B) \quad (3.52)$$

$$M_T = 45 / (1,1 \cdot 10,068 \cdot 1,293) = 0,92 \text{ кг/с}$$

Витрата робочого газу на турбіну, кг/с

$$M_\Gamma = M_B + M_T \quad (3.53)$$

$$M_\Gamma = 45 + 0,92 = 45,92 \text{ кг/с}$$

3.6 Питома витрата газу

Питома витрата повітря на установку, кг/(кВт · год)

$$B_B = \frac{3600 \cdot M_B}{N_{ГТУ}} \quad (3.54)$$

$$B_B = \frac{3600 \cdot 45}{10000} = 16,2 \text{ кг/(кВт · год)}$$

Питома витрата робочого газу на установку, кг/(кВт · год)

$$B_\Gamma = \frac{3600 \cdot M_\Gamma}{N_{ГТУ}} \quad (3.55)$$

$$B_\Gamma = \frac{3600 \cdot 45,92}{10000} = 16,53 \text{ кг/(кВт · год)}$$

Питома витрата паливного газу на установку, кг/(кВт · год)

$$B_T = \frac{3600 \cdot M_T}{N_{ГТУ}} \quad (3.56)$$

$$B_T = \frac{3600 \cdot 0,92}{10000} = 3,3 \text{ кг/(кВт · год)}$$

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							53
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

3.7 Ефективний ККД установки

Ефективний ККД установки, %

$$\eta_{ГТУ} = \left(N_{ГТУ} / (M_T \cdot Q_H^P) \right) \cdot 100 \quad (3.57)$$

$$\eta_{ГТУ} = (10 / (0,92 \cdot 36)) \cdot 100 = 34 \%$$

ККД ГПА переважно залежить від η_e ГТД (25-35%), так як, ККД нагнітача становить близько 90% . Втім, в наслідок того, що в експлуатаційних умовах (через значне зношення проточної частини як ГТД так і відцентрового нагнітача), практично завжди є зміна у значеннях показника $\eta_{зна}$ [16].

3.8 Висновки за розділом 3

Нижча теплота горіння палива складає $Q_p^H = 36012$ (кДж/м³_н). Розрахункова температура палива в КЗ становить $t_{розр} = 1335^\circ\text{C}$. ККД ГТД ДН-70 при заданому складі палива становить 34%.

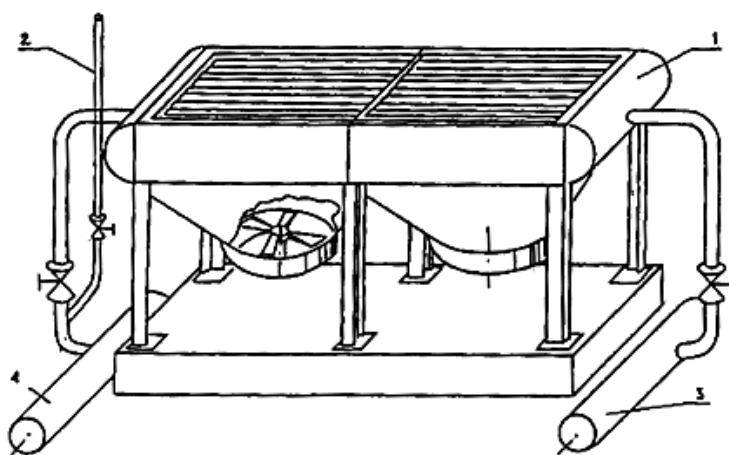
						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							54
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

4 РОЗРАХУНОК АПАРАТУ ПОВІТРЯНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

4.1 Теплотехнічний розрахунок

АПО працює наступним чином - на опорних металоконструкціях закріплені трубчасті теплообмінні секції. По трубах ТОА пропускають технологічний газ, а через між трубний простір теплообмінної секції вентилятори, які обертаються за допомогою електродвигунів прокачують зовнішнє повітря.

За рахунок теплообміну між нагрітим при компримуванні газом, який рухається в трубах та зовнішнім повітрям, що рухається в між трубному просторі, відбувається охолодження технологічного газу на КС (рисунок 4.1).



1 - теплообмінник АПО; 2 - свіча; 3 - колектор входу газу; 4 - колектор виходу газу

Рисунок 4.1 - Схема підключення апарату повітряного охолодження, з нижнім розташуванням вентилятора [6]

На КС «Боярка», виходячи з продуктивності нагнітачів Н-280-11 - $63 \text{ м}^3/\text{с}$, на один АПО припадає 2 робочих ГПА. Мета повіркового розрахунку АПО, полягає в тому, щоб перевірити, чи забезпечить існуючи АПО відведення теплоти від природного газу, який стискається нагнітачем 201ГЦ290-5,6 з витратою $200 \text{ м}^3/\text{с}$.

Кількість тепла що відводиться від газу, кВт

$$Q = V \cdot c_p (T_1 - T_2), \quad (4.1)$$

де T_1 – температура природного газу на вході в ТОА, величина якого дорівнює 65°C [3];

T_2 – температура природного газу на виході з ТОА, величина якого дорівнює 40°C [3];

c – об'ємна теплоємність природного газу, величина якого дорівнює $1,623 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$

$$Q = 200 \cdot 1,623(65 - 40) = 8000 \text{ кВт}$$

Необхідна площа теплообміну визначається за формулою, м^2

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		55

$$F = \frac{Q}{q} \quad (4.2)$$

де q - густина теплового потоку для оребреної поверхні теплообміну АПО, величина якого дорівнює $3,35 \text{ кВт/м}^2$ [17]

$$F = \frac{8000}{3,35} = 2400 \text{ м}^2$$

Кількість апаратів повітряного охолодження потрібних для покриття необхідної площі:

$$n = \frac{F}{f} \quad (4.3)$$

де f – поверхня теплообміну одного АПО, величина якого дорівнює 2500 м^2 [17].

$$n = \frac{2400}{2500} = 0,96$$

Беру один апарат повітряного охолодження.

Вентилятор обираємо залежно від графіку аеродинамічної характеристики і коефіцієнту оребрення труб АПО горизонтального типу [17].

Характеристики підбраного вентилятора

- Тип колеса - ЦАГИ УК-2М;
- Діаметр колеса – 2100 (мм);
- Число лопастей – 8;
- Кількість обертів 425 (об/хв);

Розрахунковий режим роботи визначається точкою перетину характеристик осьового вентилятора та мережі (секцій ТОА).

- Витрата повітря $V = 200 \text{ (м}^3\text{/год)}$;
- Повний напір $H_n = 45 \text{ (кг/м}^2\text{)}$;
- ККД вентилятора $\eta = 0,65$.

Дійсне підвищення температури повітря, $^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t = K_{\Delta} \cdot \Delta t_0 \quad (4.4)$$

де K_{Δ} - поправковий коефіцієнт до величини Δt_0 в залежності від висоти місцевості над рівнем моря і температури навколишнього повітря, величина якого дорівнює 1,05 [17]

Δt_0 - підвищення температури повітря після проходження ТОА, величина якого дорівнює $15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ [17]

$$\Delta t = 1,05 \cdot 15 = 15,75^{\circ}\text{C}$$

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							56
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

Температура повітря на виході з апарату, °C

$$t_2 = t_1 + \Delta t \quad (4.5)$$

де t_1 - розрахункова температура повітря на вході в апарат, величина якого дорівнює 20 °C

$$t_2 = 20 + 15,75 = 35,75 \text{ °C}$$

Середня температура повітря, °C

$$t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (4.6)$$

$$t_{cp} = \frac{20 + 35,75}{2} = 27 \text{ °C}$$

Температурний напір на вході в АПО, °C

$$\theta_1 = T_1 - t_2 \quad (4.7)$$

$$\theta_1 = 65 - 35,75 = 29,25 \text{ °C}$$

Температурний напір на виході з АПО, °C

$$\theta_2 = T_2 - t_1 \quad (4.8)$$

$$\theta_2 = 40 - 20 = 20 \text{ °C}$$

Температурний напір для випадку протитоку

$$\theta = \frac{\theta_1 - \theta_2}{2.303 \cdot \lg \frac{\theta_1}{\theta_2}} \quad (4.9)$$

$$\theta = \frac{29,25 - 20}{2.303 \cdot \lg \frac{29,25}{20}} = 25 \text{ °C}$$

Середній температурний напір

$$\theta_{cp} = \varepsilon_{\Delta t_n} \cdot \theta \quad (4.10)$$

де $\varepsilon_{\Delta t} = 0,9$ коефіцієнт перехресного току [17]

$$\theta_{cp} = 0,9 \cdot 25 = 23 \text{ °C}$$

Розрахункова поверхня теплообміну, м²

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \theta_{cp}} \quad (4.11)$$

де K - коефіцієнт теплопередачі $K = 148 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ [17]

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							57
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

$$F_p = \frac{8000}{148 \cdot 23} = 2350 \text{ (м}^2\text{)}$$

Запас поверхні теплообміну, %

$$n = \frac{F - F_p}{F_p} \cdot 100\% \quad (4.12)$$

$$n = \frac{2450 - 2350}{2350} \cdot 100\% = 6.15\%$$

4.2 Гідравлічний розрахунок

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{W \cdot d_{\text{вн}}}{\nu} \quad (4.13)$$

де: $d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр трубок, величина якого дорівнює 0,022 м;

ν – кінематична в'язкість, величина якого дорівнює 11,98 м²/с;

W_z – швидкість природного газу в ТОА, величина якого дорівнює 32 м/с.

$$Re = \frac{32 \cdot 0,022}{11,98 \cdot 10^{-6}} = 58760$$

Режим течії газу – розвинутий турбулентний.

Коефіцієнт опору тертя, при турбулентному режимі руху [17]

$$\varepsilon = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (4.14)$$

$$\varepsilon = \frac{0,3164}{58760^{0,25}} = 0,02$$

Аеродинамічний опір при проходженні газу в середині труб складається з втрат тиску на лінійних ділянках та в місцевих опорах

$$\Delta P_z = \Sigma \varepsilon \frac{l}{d_{\text{вн}}} \frac{W_z^2 \cdot \gamma}{2g} + \Sigma \xi \frac{W_z^2 \cdot \gamma}{2g} \quad (4.15)$$

де l – довжина труб, величина якої дорівнює 8 м;

g – прискорення вільного падіння, величина якого дорівнює 9,81 м/с²;

γ – густина газу при $t_{\text{ср}}$, величина якого дорівнює 1,1 кг/м³;

ξ – сума місцевих опорів, величина яких дорівнює 5.

$$\Delta P_z = 0,02 \cdot \frac{8}{0,022} \cdot \frac{32 \cdot 1,1}{2 \cdot 9,81} + 5 \cdot \frac{32^2 \cdot 1,1}{2 \cdot 9,81} = 300 \text{ Па}$$

4.3 Висновки за розділом 4

Існуючий апарат повітряного охолодження з площею теплообміну 2500 м² може відводити 8МВт тепла від компримованого нагнітачем 201ГЦ2-290/38-56 газу, який подається на охолодження з продуктивністю 200 м³/с при стандартних умовах. При цьому, газ охолоджується від 65 °С до 40 °С. Теплообмін між природним газом і повітрям в теплообмінному апараті інтенсифікується за допомогою вентилятора серії ЦАГИ УК-2М. Всього на КС «Боярка» знаходиться 5 апаратів повітряного охолодження.

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							59
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

5 РОЗРОБКА СТАРТАП-ПРОЕКТУ

5.1 Енергетичне обґрунтування

В Україні електроенергія майже повністю генерується шляхом перетворення енергії викопного палива. І лише незначна частка електроенергії генерується завдяки поновлюваним джерелам енергії. Так, ККД використання первинної енергії може досягати 90% в теплоелектроцентралі. При цьому 30% припадають на електроенергію і 58% припадають – на теплоту.

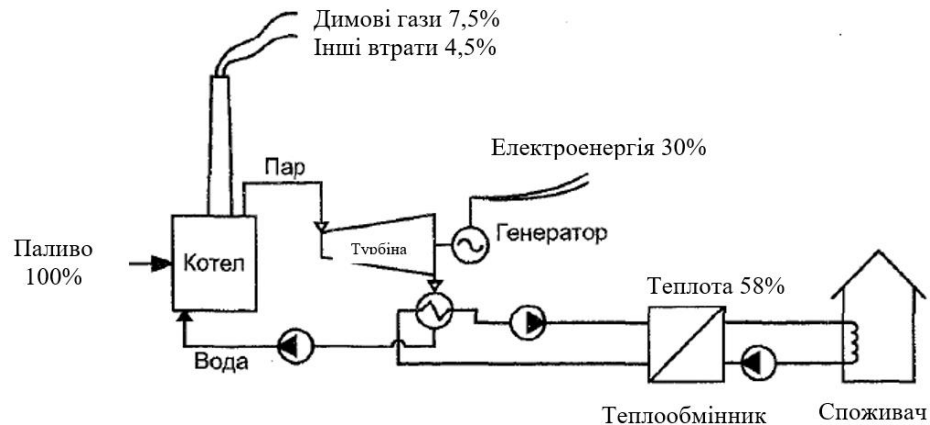


Рисунок 5.1 Принципова схема теплоелектроцентралі [18]

Враховуючи той факт, що електроенергія згенерована на теплоелектроцентралі має бути передана споживачу за допомогою ліній електропередач, ККД яких складає до 97% і тільки потім передана до споживача ККД якого також відмінне від 100%, постає питання доцільності спалювання палива безпосередньо споживачем.

5.2 Ступінь цільового використання енергії двигуна

Проведемо техніко-економічне порівняння газотурбінного та електричного двигунів. Основою такого порівняння є кошти, витрачені на реалізацію режиму перекачування газу з використанням кожного виду двигунів. Метою є порівняння ступенів цільового використання енергії двигуна на перекачування газу [19].

Для випадку використання газотурбінного двигуна визначаємо витрату природного газу на власні потреби компресорної станції (м³/год)

$$q_{\text{вн}} = \sum q_{\text{нз}} + q_{\text{мн}} \quad (5.1)$$

$$q_{\text{вн}} = 590 + 47 = 637 \text{ (м}^3\text{/год)}$$

Витрата паливного газу для газотурбінних установок (м³/год)

$$q_{\text{нз}} = q_{\text{нз}}^{\text{н}} \left(0,75 \cdot \frac{N_e}{N_e^{\text{н}}} + 0,25 \sqrt{\frac{t_3 + 273}{t_3^{\text{н}} + 273}} \cdot \frac{P_a}{0,1013} \right) \cdot \frac{Q_p^{\text{н}}}{Q_{\text{нр}}} \quad (5.2)$$

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		60

$$q_{nz} = 702 \cdot \left(0,75 \cdot \frac{9,6}{10} + 0,25 \sqrt{\frac{17+273}{15+273}} \cdot \frac{0,1}{0,1013} \right) \cdot \frac{34500}{36012} = 590 \text{ (м}^3\text{/год)}$$

Номинальна витрата паливного газу, (м³/год)

$$q_{nz}^H = \frac{860 \cdot N_e^H}{\eta_e^H \cdot Q_{np} \cdot 10^3} \quad (5.3)$$

$$q_{nz}^H = \frac{860 \cdot 10 \cdot 10^6}{0,34 \cdot 36012 \cdot 10^3} = 702 \text{ (м}^3\text{/год)}$$

Витрата газу на технологічні потреби, (м³/год)

$$q_{mn} = 0,08 \cdot q_{nz} \quad (5.4)$$

$$q_{mn} = 0,08 \cdot 590 = 47 \text{ (м}^3\text{/год)}$$

Витрата природного газу на власні потреби за 1000 год роботи, (м³)

$$q_{en}' = 1000 \cdot q_{en} \quad (5.5)$$

$$q_{en}' = 1000 \cdot 637 = 637000 \text{ (м}^3\text{)}$$

Величина необхідних коштів, (грн/(тис.м³))

$$K_{ГГПА} = T_{Г} \cdot q_{en}' \quad (5.6)$$

де $T_{Г}$ - тариф на природний газ для підприємств (грн/(м³))

$$K_{ГГПА} = 5,5 \cdot 637000 = 3,5 \cdot 10^6 \text{ (грн.)}$$

Витрата електроенергії для двигуна, (кВт·год)

$$W = \frac{N \cdot \tau}{\eta_o \cdot \eta_m} \quad (5.7)$$

$$W = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot 1000}{0,95 \cdot 0,92} = 4,6 \cdot 10^6 \text{ (кВт·год)}$$

Величина необхідних коштів на реалізацію перекачування електричним приводом

$$K_{ЕГПА} = T_{ел} \cdot W \quad (5.8)$$

де $T_{ел}$ - тариф на електроенергію для підприємств, (грн/(кВт·год))

$$K_{ЕГПА} = 0,26 \cdot 4,6 \cdot 10^6 \cdot 3 = 3,6 \cdot 10^6 \text{ (грн.)}$$

Величина необхідних коштів на реалізацію перекачування природного газу 3 ЕГПА становить більше, ніж на 1 ГГПА $K_{ЕГПА} = 3,6 \cdot 10^6 > K_{ГГПА} = 3,5 \cdot 10^6$.

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							61
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

5.3 Висновки з розділу 5

Величина необхідних коштів на реалізацію перекачування електричним приводом для електродвигуна становить $3,6 \cdot 10^6$ грн/(кВт·год). Величина необхідних коштів на реалізацію перекачування електричним приводом для газотурбінного двигуна становить $3,5 \cdot 10^6$ грн/(кВт·год). Таким чином, економія коштів, за рахунок використання газотурбінного двигуна становить $0,1 \cdot 10^6$ грн/(кВт·год).

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		62

6 ЕКОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

6.1 Аналіз джерел забруднення компресорної станції

Виходячи з аналізу обладнання КС, основними джерелами забруднення повітря окисами азоту, вуглецю, а також важкими вуглеводнями є :

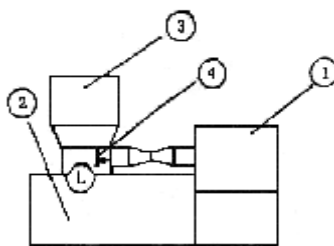
- газоперекачувальні агрегати;
- резервна електростанція;
- установки підготовки паливного, пускового та імпульсного газу;

Технологічний процес закачування і відбору газу включає попадання природного газу в атмосферу внаслідок застосування ЛЗА, що оснащена контрольно вимірювальними приладами та автоматами закриття кранів. Але лінійна частина газопроводу може бути джерелом викидів природного газу при планових зупинках, аварійних ситуаціях та при стравленні газу в атмосферу.

В даній частині дипломного проекту аналізується вплив газотурбінних двигунів газоперекачувального агрегату на навколишнє середовище. Так, нагнітач 201ГЦ2-290/38-56 виробництва «Сумське Машинобудівне Науково-Виробниче Об'єднання» входить до складу ГПА-Ц-10Б/56 разом з двигуном НК-14СТ. Натомість в дипломному проекті, пропонується замінити двигун НК-14СТ виробництва РФ, на двигун ДН-70, виробництва України. Метою даного розділу є порівняння впливу на навколишнє середовище цих ГТД.

Виходячи з високої стабільності потоку вихлопних газів за концентраціями шкідливих речовин та відсутності у потоках твердих включень, на концентрацію яких по перерізу шахти впливають турбулентність та нерівномірності швидкостей, встановлюємо наступні місця розташування отворів для занурення пробовідбірних зондів.

Місця відбору проб продуктів згоряння ГПА подано на рисунку 6.1



1 – повітрязабірний пристрій; 2 – турбоблок; 3 – шахта вихлопу, вихлопний газохід; 4 – люк огляду вихлопної шахти утилізатора; L – місце відбору проб (центр люка для огляду вихлопної шахти) і глибина занурення зонду (більше 400 мм.).

Рисунок 6.1 Місця відбору проб продуктів згоряння

Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата

ТП 81мп 49 010 ПЗ

Арк.

63

6.2 Технічні нормативи викидів забруднюючих речовин

Технічні нормативи викидів **забруднюючих речовин** (ЗР) ГПА, обладнання і технологічні операції визначені як інтегральні та диференціальні показники викидів на основі даних про фактичні викиди. Технічні нормативи викидів ЗР ГПА встановлені по питомим величинам викидів і визначені на одиницю паливного газу, теплової потужності, подачі газу нагнітачем і на одиницю умовної номінальної роботи.

Технічні нормативи викидів ЗР встановлені по інтегральним значенням питомих викидів ЗР, характеризують показники питомих викидів відповідно до п'яти класів потужності ГПА, наведених в таблиці 6.1, в інтервалі потужностей:

- клас потужності 2-4 МВт;
- клас потужності 6-8 МВт;
- клас потужності 10-13 МВт;
- клас потужності 16-18 МВт;
- клас потужності 22-31 МВт.

Таблиця 6.1 - Інтегральні показники проектних технічних нормативів викидів забруднюючих речовин ГПА [4]

Показник	Позначення	Од. вимір.	Значення при різних потужностях				
1	2	3	4				
Потужність в станційних умовах	N_e	МВт	від 2 до 4	від 6 до 8	від 10 до 13	від 16 до 18	від 22 до 31
Витрата паливного газу	$q_{гг}$	м³/год	1106-1795	1824-2872	3077-5051	4720-6593	6889-10539
	$G_{гг}$	кг/с	0,21-0,33	0,34-0,53	0,57-0,94	0,88-1,22	1,28-1,96
Продуктивність нагнітача (при 20 °С и 0,1013 МПа)	Q_k	млн. м³/добу	1,26-8,5	10,7-24	12-36	29,89-35	45,3-54,3
Температура продуктів згоряння на вході в турбіну	T_1	К	1113-1270	947-1295	1053-1456	1130-1456	1188-1518
Температура продуктів згоряння на вихлопі ГТД (на зрізі димової труби)	T_6	К	659-763	538-810	547-813	600-813	618-816
Витрата продуктів згоряння (на зрізі вихлопної труби)	G_6	кг/с	16,5-28,14	30,1-59,9	36,2-86,7	54,6-103	78,6-150
	$Q_{6ф}$	м³/с	32,3-55,6	60,1-101,8	76,8-152,1	113,1-212,5	170,5-301,4
Концентрація в сухих продуктах згоряння							
- окис азоту ;	C_{NOx}	мг/м³	35-136	69-202	69-199	48-179	50-353
- окис вуглецю	C_{CO}	мг/м³	25-82	33-239	29-275	48-229	41-441

Продовження таблиці 6.1							
1	2	3	4				
Потужність викиду							
- окис азоту		г/с	0,52-1,67	2,58-6,93	2,38-7,81	3,29-11,8	2,91-26,65
- окис вуглецю		г/с	0,41-1,35	1,5-6,66	1,81-8,2	3,55-14,52	3,59-39,08
Питомий викид на одиницю паливного газу:							
- окис азота	M_{NOx}	г/м ³	1,39-5,42	3,75-13,62	2,78-6,39	2,22-6,95	1,39-11,12
- окис вуглецю	M_{CO}	г/м ³	0,83-3,61	2,5-8,75	1,67-8,34	2,22-8,34	1,39-13,9
Питомий викид на одиницю теплової потужності							
- окис азоту		г/ГДж	41,58-162,15	112,26-407,47	83,16-249,47	66,53-207,89	41,58-332,63
- окис вуглецю		г/ГДж	24,95-108,1	74,84-249,47	49,89-174,63	66,53-249,47	41,58-415,78
Питомий викид на одиницю роботи							
- окис азоту	m_{NOx}	г/кВт·год	0,47-2,31	1,48-5,88	0,86-2,66	0,73-2,59	0,43-3,92
- окис вуглецю	m_{CO}	г/кВт·год	0,29-1,22	0,9-3,73	0,65-2,73	0,8-3,27	0,54-5,12
Питомий викид на одиницю подачного газу							
- окис азоту		г/тис. м ³	5,73-114,51	11,15-24,71	10,4-37,36	8,59-18,87	5,28-48,99
- окис вуглецю		г/тис. м ³	4,17-49,22	5,40-52,89	4,34-32,50	9,06-37,73	6,53-61,23

6.3 Показники викидів забруднюючих речовин газотурбінних двигунів

Дифференціальні показники технічних нормативів викидів забруднюючих речовин з відхідними газами для двигунів НК-14СТ виробництва РФ, та ДН-70, виробництва України на ведено в таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 - Дифференціальні показники технічних нормативів викидів забруднюючих речовин з відхідними газами ГТД ГПА [4]

Найменування показника	Позначення	Од. вимір.	Значення показників для двигунів	
			НК-14СТ-10	ДН-70
1 Потужність в станційних умовах	2 N_e	3 МВт	4 10,0	5 10,0
Ефективний ККД в станційних умовах	η_e	%	33,0	35,0

Продовження таблиці 6.2				
1	2	3	4	5
Витрата паливного газу	q_{TG}	м ³ /год	3263	3077,0
	G_{TG}	кг/с	0,6	0,6
Витрата нагнітача (при 20 °С и 0,1013 МПа)	Q_k	млн.м ³ /доба	22,1	19,7
Температура продуктів згоряння на вході в турбіну	T_1	К	1243	1356,0
Температура повітря на вході в камеру згоряння	T_5	К	610,0	747,0
Температура продуктів згоряння за турбіною	T_2	К	780,0	739,0
Температура продуктів згоряння на вихлопі ГТД	T_6	К	780,0	739,0
Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі	e_k	-	10,5	19,5
Витрата продуктів згоряння (на зрізі вихлопного патрубку турбіни)	G_2	кг/с	37,1	36,2
	Q_2	м ³ /с	29,2	28,4
Витрата продуктів згоряння (на зрізі вихлопної труби)	G_6	кг/с	37,1	36,2
	$Q_{6ф}$	м ³ /с	83,4	76,8
Вміст кисню в сухих продуктах згоряння	O_2	%	15,5	15,7
Концентрація в сухих продуктах згоряння:				
- окис азоту	C_{NOx}	мг/м ³	137,0-325,2	88,0-92,6
- окис вуглецю	C_{CO}	мг/м ³	275,0-302,3	88,0-92,6
Потужність викиду				
- окис азоту	M_{NOx}	г/с	3,8-9,5	2,4-2,6
- окис вуглецю	M_{CO}	г/с	7,6-8,8	2,4-2,6
Питомі викидини на одиницю паливного газу				
- окис азоту	M^{III}_{NOx}	г/м ³	4,2-10,5	2,8-3,1
- окис вуглецю	M^{III}_{CO}	г/м ³	8,3-9,7	2,8-3,1
Питимі викиди на одиницю теплової потужності:				
- окис азоту	m_{NOx}	г/ГДж	249,5-313,4	83,2-92,1
- окис вуглецю	m_{CO}	г/ГДж	124,7-291,3	83,2-92,1
Питомі викиди на одиницю роботи:				
- окис азоту	m^N_{NOx}	г/кВт·год	1,4-3,4	0,9-1,0
- окис вуглецю	m^N_{CO}	г/кВт·год	2,7-3,2	0,9-1,0
Питомі викиди на одиницю подачі газу				
- окис азоту	m^Q_{NOx}	г/тис. м ³	14,8-37,2	10,4-11,5
- окис вуглецю	m^Q_{CO}	г/тис. м ³	29,6-34,6	10,4-11,5

6.4 Висновки за розділом 6

Порівнюючи двигун ДН-70 та НК-14СТ, який за рекомендаціями «Сумського Машинобудівного Науково-Виробничого Об'єднання» разом з нагнітачем 201ГЦ2-290/38-56 входить до складу ГПА-Ц-10Б/56, на вплив ГТД на навколишнє середовище, перший з двигунів має менші концентрації оксидів азоту та оксидів вуглецю в продуктах згоряння.

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							67
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Охорона праці – система збереження життя і здоров'я працівників у процесі трудової діяльності, що включає в себе правові, соціально-економічні, організаційно-технічні, санітарно-гігієнічні, лікувально-профілактичні, реабілітаційні та інші заходи. Всі норми трудового права спрямовані на захист інтересів всіх працюючих, на забезпечення умов праці, безпечних для життя й здоров'я робітників [20].

Тема дипломного проекту – реконструкція газоперекачувальної станції в м. Боярка Київської області.

Метою даного розділу є аналіз умов праці в приміщенні компресорної станції та розробка комплексу заходів для поліпшення цих умов.

В даному розділі магістерської дисертації запропоновані технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації технологічного обладнання, гігієни праці і виробничої санітарії та вирішені питання пожежної безпеки і профілактики.

7.1 Технічні рішення заходи з безпеки експлуатації технологічного обладнання

Розташування будівлі на плані та обладнання всередині виконано згідно з ДБН В.2.5-26-2006. Для безпечного обслуговування обладнання передбачені такі заходи:

- огороження обертальних частин обладнання;
- застосування робочого і аварійного освітлення;
- використання занулення для захисту персоналу від ураження електричним струмом.

Перед початком роботи машиніст технологічних компресорів повинен одягнути відповідні засоби індивідуального захисту. Ознайомитися з станом, схемою і режимом роботи всього обладнання на своїй ділянці шляхом обходу згідно з маршрутною картою; отримати від машиніста, що здає зміну, відомості про стан обладнання, за яким необхідно вести особливо ретельний нагляд для попередження аварій і неполадок, а також про обладнання, що знаходиться в ремонті або резерві;

Основною метою експлуатації ГПА компресорного цеху повинно бути безперебійне забезпечення транспортування природного газу з мінімальними енергозатратами відповідно до проектної продуктивності газопроводу при безаварійній роботі ГПА з максимальною економічністю. У випадках, коли розрахунковий тиск газу на виході КС може бути забезпечений шляхом різних варіантів роботи агрегатів, необхідно вибирати режим з мінімальною кількістю працюючих агрегатів і мінімальними енергозатратами;

Обслуговування ГПА (пуск, зупинка, експлуатація, регламентні роботи) повинне проводитись відповідно до вимог технічних інструкцій заводів-виробників;

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							66
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

Пуск і зупинка ГПА, а також зміна схеми роботи КС повинні погоджуватися з центральною диспетчерською службою підприємства;

Недопустимою є тривала робота ГПА – по непроекtnих схемах і на ступенях стискання, нижчих від гранично допустимих для даного типу нагнітачів;

Планові пуски, зупинки і зміни схем роботи ГПА повинні проводитись, як правило, у денний час;

Перед пуском газотурбінного агрегату необхідно оглянути все основне і допоміжне обладнання ГТУ з метою перевірки його справності й готовності до пуску. Крім того, необхідно перевірити відсутність сторонніх предметів, інструменту, ганчір'я на майданчиках обслуговування, східцях, переходах. Усі пройоми для монтажу та ремонту повинні бути закриті. У камері всмоктування повітря не повинно бути сторонніх предметів. Двері камери всмоктування повинні бути зачинені на замок. Вхід у камеру під час пуску агрегату категорично заборонений. Перед пуском після монтажу, ремонту або ревізії агрегату слід пересвідчитись у відсутності сторонніх предметів у трубопроводах і камері згорання відповідно до інструкції заводу-виробника по експлуатації ГТУ.

У процесі робочого часу машиніст повинен підтримувати заданий режим роботи агрегатів, утримувати в чистоті і порядку все обладнання і вживати заходів щодо усунення виявлених відхилень у роботі обладнання, агрегату. Пуск ГТУ допустимий тільки при справному стані всього обладнання.

Робота ГТУ на турбодетандері під час грози не допускається.

Пуск агрегату повинен проводитися тільки з розпорядження диспетчера. Початок пуску повинен супроводжуватися подаванням звукового і світлового сигналів. Перед пуском агрегату необхідно перевірити справність системи вентиляції в галереї нагнітачів і в залі ГТУ;

При виявленні будь-яких відхилень від норми в роботі агрегату машиніст повинен діяти відповідно до інструкції по обслуговуванню агрегат;

Якщо на ГТУ, яка знаходиться в роботі, погас факел, то включення запалу при наступному запуску без попередньої продувки газового тракту турбіни забороняється;

У процесі роботи необхідно періодично прослуховувати агрегат. У випадку появи сторонніх шумів у корпусі агрегату, підшипниках чи камері згорання агрегат необхідно негайно зупинити.

Після закінчення роботи машиніст повинен привести в порядок робоче місце, зібрати і скласти в призначене місце інструмент і пристосування. Відходи виробництва, сміття і використані матеріали повинні прибиратись у спеціально відведені місця і металеві ящики;

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк. 67
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

При виникненні пожежі машиніст повинен викликати пожежну команду та добровільну пожежну дружину повідомити диспетчера і одночасно приступити до ліквідації пожежі;

При виявленні будь-яких неполадок в електромережі викликати електромонтера;

При нещасному випадку надати долікарняну допомогу потерпілому, користуючись медаптечкою, і повідомити про те, що трапилось, керівництво служби (диспетчера), а потерпілого відправити у лікувальний заклад. Зберегти місце події, де стався випадок, незайманим, коли це не загрожує життю і здоров'ю інших працівників і довкіллю.

7.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці і виробничої санітарії

Згідно ДСН 3.3.6.042-99 під забезпеченням нормативних параметрів мікроклімату в робочій зоні виробничих приміщень розуміють клімат їхнього внутрішнього середовища, що визначається в сумарній дії на організм людини температури, вологості і швидкості руху повітря.

У виробничих приміщеннях клімат повинен відповідати наступним санітарним нормам:

- температура повітря 18 ± 2 °C;
- відносна вологість повітря – 40-60%;
- швидкість руху повітря – 0,2-0,3 м/с.

Відповідно до інтенсивності виконуваних рухів людиною, що працює фасувальником кондитерських виробів, роботи відносяться до категорії – середньої важкості Па.

Оптимальні та допустимі параметри мікроклімату для цих умов наведені в таблиці 7.1.

Таблиця 7.1 - Параметри мікроклімату відповідно до ДСН 3.3.6.042-99

Період року	Оптимальні			Допустимі		
	$t, ^\circ C$	$\varphi, \%$	$V, м/с$	$t, ^\circ C$	$\varphi, \%$	$V, м/с$
Теплий	21-23	40-60	0,3	18-27	65 при 26°C	0,2-0,4
Холодний	19-21	40-60	0,2	17-23	75	не більше 0,3

Отже, температура у виробничих приміщеннях задовольняє допустимі параметри, а вологість і швидкість повітря – оптимальні, тому необхідності у коригуванні мікроклімату немає.

7.2.1 Виробниче освітлення

Оскільки установка призначена для експлуатації в закритому приміщенні, у проекті розглядається тільки штучне освітлення.

Штучне освітлення приміщень здійснюється системою загального або комбінованого освітлення. Зорові умови праці при штучному освітленні характеризуються найменшим об'єктом розпізнавання, розрядом і під розрядом зорових робіт, контрастом об'єкту розпізнавання з фоном, системою освітлення. Нормативними показниками штучного освітлення є: величина освітленості, показники засліпленості або дискомфорту, коефіцієнт пульсації освітленості. Нормовані значення штучного освітлення наведено в ДБН В.2.5-28:2018.

В умовах експлуатації вентиляційної установки повинно бути забезпечене загальне освітлення. Для освітлення необхідно застосовувати газорозрядні лампи з рівномірним розподілом плафонів по стелі приміщення, щоб у будь-якій точці освітленість складала не менше 300 лк. Дана умова виконується.

7.2.2 Захист від виробничих вібрацій

Вібрації – це механічні коливання пружинних тіл або механічні коливальні рухи виробничої системи.

Джерелом вібрації в умовах, які розглядаються в проекті є вентилятор, що відповідає нормам ДСН 3.3.6.039-99.

Для зменшення дії вібрацій на працюючих місцях, проектом передбачено, що монтаж вентиляційної установки необхідно проводити на «віброгасники» – спеціальні гумові вставки, за допомогою яких гасяться вібрації вентилятора.

7.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях

Безпека в надзвичайних ситуаціях регламентується ПЛАС (план локалізації та ліквідації аварійних ситуацій і аварій). Основними складовими ПЛАС є розробка технічних рішень та організаційних заходів ліквідації наслідків та локалізації аварійних ситуацій, а також технічних рішень та організаційних заходів щодо оповіщення, евакуації та дій персоналу у разі виникнення НС.

7.3.1 Технічні рішення та організаційні заходи щодо організації ефективної роботи системи оповіщення персоналу у разі виникнення надзвичайних ситуацій

Для підвищення безпеки в надзвичайних ситуаціях (НС) пропонується встановлення системи оповіщення (СО) виробничого персоналу.

Оповіщення виробничого персоналу у разі виникнення НС здійснюється відповідно до вимог ДБН В.2.5-56-2014 .

Як правило, СО вмикається автоматично від сигналу про пожежу, який формується системою пожежної сигналізації або системою пожежогасіння. Також з приміщення оперативного (чергового) персоналу СО (диспетчера пожежного поста) слід передбачати

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							69
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

можливість запуску СО вручну, що забезпечує надійну роботу СО не тільки при пожежі, а і у разі виникнення будь-якої іншої НС.

Оповіщення виробничого персоналу про НС здійснюється за допомогою світлових та/або звукових оповіщувачів - обладнуються всі виробничі приміщення.

Текст оповіщення людей про НС повторюється безперервно протягом всього часу евакуації людей. Перед подачею мовного повідомлення повинен подаватись сигнал привертання уваги.

Кількість звукових та мовленнєвих оповіщувачів, їх розміщення та потужність повинні забезпечувати необхідний рівень звуку в усіх місцях постійного або тимчасового перебування виробничого персоналу.

У місцях, де є небезпека механічного ушкодження оповіщувачів, повинен бути забезпечений їх захист, що не порушує працездатності оповіщувачів.

Настінні звукові та мовні оповіщувачі кріпляться на висоті не менше 2,2 м від підлоги, при цьому відстань від стелі до оповіщувача повинна становити не менше 150 мм.

Допускається використовувати евакуаційні світлові покажчики, що автоматично вмикаються при отриманні СО командного імпульсу про початок оповіщення про НС та аварійному припиненні живлення робочого освітлення.

Електропостачання, заземлення, занулення, вибір та прокладання мереж оповіщення приймаються згідно з вимогами до систем пожежної сигналізації за ДБН В.2.5-56:2014.

Електропостачання СО здійснюється за I категорією надійності згідно з «Правилами устрою електроустановок» (ПУЕ) від двох незалежних джерел енергії: основного - від мережі змінного струму, резервного - від акумуляторних батарей тощо.

Тривалість роботи СО від резервного джерела енергії у черговому режимі має бути не менш 24 годин.

Звукові оповіщувачі повинні відповідати вимогам ДСТУ EN 54-3:2003 "Системи пожежної сигналізації. Частина 3. Оповіщувачі пожежні звукові".

Звукові сигнали СО повинні забезпечувати загальний рівень звуку не менше 75 дБ на відстані 3 м від оповіщувача, але не більше 120 дБ у будь-якій точці виробничого приміщення. При цьому для забезпечення чіткої чутиності звукові сигнали СО повинні забезпечувати рівень звуку не менше ніж на 15 дБ вище допустимого рівня звуку постійного шуму у захищуваному приміщенні. Вимір проводиться на висоті 1,5 м від підлоги.

7.3.2 Обов'язки та дії персоналу і населення при надзвичайних ситуаціях

У разі виявлення ознак пожежі працівник, який їх помітив, повинен:

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк. 70
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

- негайно повідомити про це засобами зв'язку органи ДСНС вказати при цьому адресу, кількість поверхів, місце виникнення пожежі, наявність людей, а також своє прізвище;

- повідомити про пожежу керівника, адміністрацію, пожежну охорону підприємства;

- організувати оповіщення людей про пожежу;
- вжити заходів щодо евакуації людей та матеріальних цінностей;
- вжити заходів щодо ліквідації пожежі з використанням наявних засобів.

Керівник та пожежна охорона установи, яким повідомлено про виникнення пожежі, повинні:

- перевірити, чи викликані підрозділ ДСНС та Державна пожежна охорона;
- вимкнути у разі необхідності струмоприймачі та вентиляцію;
- у разі загрози життю людей негайно організувати їх евакуацію та їх рятування, вивести за межі небезпечної зони всіх працівників, які не беруть участь у ліквідації пожежі;

- забезпечити дотримання техніки безпеки працівниками, які беруть участь у ліквідації пожежі;

- організувати зустріч підрозділів ДСНС та Державної пожежної охорони, надати їм допомогу у локалізації та ліквідації пожежі.

Після прибуття на пожежу підрозділів ДСНС повинен бути забезпечений безперешкодний доступ їх до місця, де виникла пожежа.

7.3.3 Пожежна безпека

Пожежна безпека забезпечується: системою запобігання пожежі, системою протипожежного захисту, організаційно-технічними заходами.

У приміщенні може виникнути пожежа у випадку порушення ізоляції електропроводів й устаткування при короткому замиканні, при порушенні правил пожежної безпеки, при порушенні правил експлуатації електроустановок. У приміщенні експлуатації знаходяться наступні пожежонебезпечні матеріали: складові частини вентиляційного устаткування – електро - й теплоізоляція установки. Приміщення згідно з ДСТУ Б В.1.1-36:2016 відноситься до категорії «В».

Існує можливість пожежі при короткому замиканні в системі електроживлення. Для усунення можливості запалення, живлення електричною енергією відбувається через щиток, на якому встановлені автоматичні вимикачі. При підвищенні струму вище допустимого значення (5А), відбувається відключення електронної техніки від загальної мережі електроживлення. Кабелі електропроводки захищені негорючою ізоляцією. Згідно

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							71
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

вимог ДБН В.2.5-56:2014 українську приміщенні передбачена система автоматичної пожежної сигналізації.

У повітрі приміщення немає ніяких вибухонебезпечних паро- і газоповітряних сумішей. Для евакуації людей з приміщення використовується один евакуаційний вихід, розроблена схема шляхів евакуації при пожежі, яка розташована на стіні біля дверей виходу.

Приміщення, де розташовані кабельні комунікації, має II ступінь вогнестійкості з межею вогнестійкості 0,75 ч. (ДБН В.1.1.7-2016).

Відповідно до вимог, розглянуте приміщення категорії "Д" не входить у перелік приміщень, що підлягають устаткуванню автоматичними установками пожежогасіння. Згідно вимог ДСТУ 3675-98, із засобів пожежогасіння в приміщенні необхідна наявність одного вогнегасника типу ОУ-8, призначені для гасіння пожежі, що виникла в електроустановках, що знаходяться під напругою (тривалість випуску заряду близько 15 с, довжина струменя 4 м, дозволяють вести гасіння без відключення установки). Кількість, розміщення та умови зберігання вогнегасників мають відповідати нормативним вимогам.

У приміщенні передбачений вільний доступ до виходу на випадок евакуації.

Мінімальний час евакуації, ширина евакуаційних виходів та проходів, максимальна віддаленість робочих місць від евакуаційних виходів відповідають вимогам ДБН В.1.1-7:2016 та СНиП 2.09.02-85.

Система протипожежного захисту відповідає НАПБ А.01.001-2014 – Правила пожежної безпеки в Україні.

7.4 Висновки за розділом 7

Проаналізовано потенційно шкідливі та небезпечні виробничі фактори при експлуатації компресорної станції природного газу. Визначено заходи і засоби безпеки та охорони праці обслуговуючого персоналу компресорної.

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
							72
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

З метою забезпечення надійного транспортування газу територією України, інтеграцією ГТС з енергетичним сектором ЄС та функціонування газопроводу пропонується замінити ГПА потужністю 4 МВт на КС в місті Боярка, Київської області, що відпрацювали свій моторесурс на ГПА з потужністю з ряду 6, 10, 16 або 25 МВт.

Для перекачування 55 млн. м³/добу природного газу було підібрано відцентровий нагнітач виробництва «Сумське Машинобудівне Науково-Виробниче Об'єднання» (м. Суми) 201ГЦ2-290/38-56. Нагнітач компримує газ від 3,8 МПа до 5,6 МПа, продуктивність нагнітача приведена до 293 К та 0,101 МПа складає 200 (м³/с). Було проведено розрахунок проточної частини нагнітача та розрахунок на міцність. Нагнітач – двоступеневий, повнонапірний, ступінь компримування складає 1,45. Зовнішній діаметр робочого колеса 0,68 м, товщина робочих лопаток – 9 мм, діаметр входу в колесо 0,37 м, діаметр валу 0,1 м. Умови міцності забезпечені. Проведено електронний розрахунок програмою «ГазКондНафта» інституту газу НАН України. Визначено необхідну потужність двигуна – 10МВт. Електронний розрахунок підтвердив коректність механічного розрахунку.

Підібрано газотурбінний двигун ДН-70, потужністю 10МВт, виробництва НВКГ «Зоря»-«Машпроект», м. Миколаїв. Проведено розрахунок горіння палива в камері згоряння ГТД, та визначено нижчу теплоту горіння палива $Q_n^p = 36012$ кДж/м³ та розрахункову температуру, для даного складу палива рівну $t_{\text{розрах}} = 1335$ °С .

Існуючий АПО, з площею теплообміну 2500 м² може відводити 8МВт тепла від компримованого нагнітачем 201ГЦ2-290/38-56 газу, який подається на охолодження з продуктивністю 200 м³/с при стандартних умовах.

Величина необхідних коштів на реалізацію перекачування електричним приводом для електродвигуна становить 3,6 · 10⁶ грн/(кВт·год). Величина необхідних коштів на реалізацію перекачування електричним приводом для газотурбінного двигуна становить 3,5 · 10⁶ грн/(кВт·год). Таким чином, економія коштів, за рахунок використання газотурбінного двигуна становить 0,1 · 10⁶ грн/(кВт·год) на 1000 годин роботи агрегату.

Порівнюючи двигун ДН-70 та НК-14СТ, який за рекомендаціями «Сумського Машинобудівного Науково-Виробничого Об'єднання» разом з нагнітачем 201ГЦ2-290/38-56 входить до складу ГПА-Ц-10Б/56, на вплив ГТД на навколишнє середовище, перший з двигунів має менші концентрації оксидів азоту та оксидів вуглецю в продуктах згоряння.

Проаналізовано потенційно шкідливі та небезпечні виробничі фактори при експлуатації компресорної станції природного газу. Визначено заходи і засоби безпеки та охорони праці обслуговуючого персоналу компресорної.

						ТП 81мп 49 010 ПЗ	Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		73

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Нова енергетична стратегія України до 2035: «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність». [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://mpe.kmu.gov.ua/>
2. Офіційний веб-сайт Укртрансгазу. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://utg.ua/>
3. Зарембо К.С. Справочник по транспорту горючих газов/ К.С. Зарембо – М.:ГОСТОПТЕХИЗДАТ, 1962 – 887 с.
4. Руднік А.А. Довідник працівника газотранспортного підприємства/ А.А Руднік, В.В. Розгонюк, В.М. Коломєєв і ін. – Київ: Росток, 2001 – 1091 с.
5. Ионин А.А. Газоснабжение/ А.А. Ионин – М.: Стройиздат, 1989 – 440 с.
6. Козаченко А.Н. Эксплуатация компрессорных станций магистральных газопроводов/ А.Н. Козаченко – М.: Нефть и Газ, 1999 – 463 с.
7. Ломакин А.Л. Центробежные и осевые насосы/ А.Л Ломакин – Л.:Машиностроение, 1966 – 363 с.
8. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры/ В.М. Черкасский – М.:Энергоиздат, 1984 – 210 с.
9. Резин Б.С. Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты/ Б.С. Резин – М.: Недра, 1986 – 215 с.
10. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины/ В.Ф. Рис – М.:Машиностроение, 1984 – 335 с.
11. Офіційний веб-сайт «Сумського машинобудівного науково-виробничого об'єднання» [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://snpo.ua>
12. Григорьев В.А. / Тепловые и атомные электрические станции/ В.А. Григорьев, В.М. Зорин – М.: Энергоатомиздат, 1989 – 603 с.
13. Анцев Б.В. Паливо та пристрої для його спалювання: методичні вказівки /Б.В. Анцев – Київ: Політехніка, 2001 – 56 с.
14. Латыпов Р. Ш. Вопросы рациональной эксплуатации газотурбинных установок/ Р. Ш. Латыпов – Уфа.: УГНТУ, 2001 – 100 с.
15. Поршаков В.П. Газотурбинные установки на магистральных газопроводах/ В.П. Поршаков, А.А. Апостолов, В.И. Никишин – М.: РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина 2003 – 240 с.

						<i>ТП 81мп 49 010 ПЗ</i>	Арк.
							74
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док	Підпис	Дата		

16. Совінський М.В. Аналіз технічного стану газоперекачувальних агрегатів України/ М.В. Совінський, А.С. Соломаха // – Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVII Міжнар. наук.-практ. Конференції молодих вчених та студентів, Київ, 23 – 26 квітня 2019 р. У 2 т. - Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка» 2019. Т.1 С. 265.
17. Абросимов Б.О. Методика тепловго и аэродинамического расчета аппаратов воздушного охлаждения/ Б.О. Абросимов, Ю.В.Вихман – ВНИИНЕФТЕМАШ 1990 –124 с.
18. Андржиевский А.А. Энергосбережение и энергетический менеджмент/ А.А. Андржиевский, В.И. Володин – Минск: «Вышэйшая школа» 2005 – 295 с.
19. Люта Н.В. Компаративний аналіз ефективності використання газотурбінного та електричного приводів газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів/ Н.В. Люта, О.Я. Дубей, І.М. Ісаєва – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ 2013 – С. 30 – 40.
20. Ткачук К.Н. Охорона праці/ К.Н. Ткачук – Рівне: НУВГП 2012 – 443 с.

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ Совінського Микити Віталійовича
(прізвище, ім'я, по-батькові студента)

№ з/п	Найменування праць	Рукописні або друк.	Назва видавництва, журналу (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер диплома на винахід	Кількість друкованих аркушів або сторінок разом	Прізвища співавторів праць
1	Аналіз технічного стану газоперекачувальних агрегатів України	Друк.	Матеріали XVII міжнар. Наук.практ. конференції молодих вчених та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2019. – Т.1.С.255	1 с	Соломаха А.С.
2	Основний принцип енергозбереження в системі опалення	Друк.	Матеріали XVII міжнар. Наук.практ. конференції молодих вчених та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2019. – Т.1.С.254	1 с	Куделя П.П.
3	Оцінка ефективності теплового насосу в залежності від різниці температур джерел теплоти	Друк.	Матеріали XVI міжнар. Наук.практ. конференції молодих вчених та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2018. – Т.1.С.179	1 с	Соломаха А.С.
4	Особливості роботи теплового насосу в режимі спільного виробництва тепла та холоду	Друк.	Матеріали XV міжнар. Наук.практ. конференції молодих вчених та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2017. – Т.1.С.191	1 с	Соломаха А.С.

Автор

Совінський М.В
(ініціали, прізвище)

ВІДОМІСТЬ МАГІСТЕРСЬКОЇ ДИСЕРТАЦІЇ

[illegible]

Власник документу:
Гавриш Андрій Сергійович

ID перевірки:
1000445716

Дата перевірки:
29.10.2019 14:18:37 GMT+0

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
29.10.2019 14:20:13 GMT+0

ID користувача:
77138

Назва документу: Совінський М.В. ТП-81мп

ID файлу: 1000456116 Кількість сторінок: 54 Кількість слів: 8065 Кількість символів: 48394 Розмір файлу: 4.90 MB

4.66% Схожість

Найбільша схожість: 1% з джерело <http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/doccatalog/document?id=245213112>

3.48% Схожість з Інтернет джерелами

15

Page 56

2.83% Текстові збіги по Бібліотеці акаунту

37

Page 56

0% Цитат

Не знайдено жодних цитат

0% Вилучень

Вилучений текст відсутній

Підміна символів

Заміна символів

406

Схожість

Схожість із джерелами з Інтернету

15

1	http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/doccatalog/document?id=245213112	1%
2	https://revolution.allbest.ru/physics/00684696_0.html	0.73%
4	http://4ua.co.ua/physics/ya3bd68a4d43b88421216d27_0.html	0.62%
7	https://ukrbukva.net/page,4,113643-Tehnologicheskie-truboprovody.html	0.46%
9	https://prod.bobrodobro.ru/17551	0.27%
12	https://utg.ua/utg/gts/description	2 Джерело 0.25%
13	http://lib.sumdu.edu.ua/library/docs/Books/vragov.pdf	3 Джерело 0.16%
14	https://StudFiles.net/preview/5153405/page:3	0.15%
15	https://StudFiles.net/preview/1194209/page:8	0.14%
20	https://docplayer.nl/43060236-Blijven-bedenken-onderwijs-als-casus-van-het-reformatorisch-denken-peter-jansen.html	0.1%
21	http://eprints.kname.edu.ua/12577/1/15.10%D0%90%D0%BD%D0%B0%D0%BB%D0%B8%D1%82.%D0%BB%D0%B0%D0%B1...	0.1%
22	https://ir.lib.vntu.edu.ua/bitstream/handle/123456789/12510/Demov_monograph.pdf?sequence=3&isAllowed=y	0.1%

Схожість по Бібліотеці акаунту

37

3	Студентська робота	ID файлу: 6031512	Institution: National Technical University of Ukraine "Kyiv Polyte	2 Джерело 0.67%
5	Студентська робота	ID файлу: 8316265	Institution: National Technical University of Ukraine "Kyiv Polyte	9 Джерело 0.62%
6	Студентська робота	ID файлу: 8290840	Institution: Donetsk National Technical University	0.55%
8	Студентська робота	ID файлу: 3336079	Institution: National University of Life and Environmental Sciences of Uk...	0.35%
10	Студентська робота	ID файлу: 1000049495	Institution: Donetsk National Technical University	0.27%
11	Студентська робота	ID файлу: 6025362	Institution: National University of Water Management and Natural Resou...	0.26%
16	Студентська робота	ID файлу: 3575638	Institution: National University of Water Management and Natu	2 Джерело 0.11%

17	Студентська робота	ID файлу: 5992563	Institution: Lviv Polytechnic National University	6 Джерело	0.11%
18	Студентська робота	ID файлу: 6004462	Institution: Lviv Polytechnic National University	10 Джерело	0.1%
19	Студентська робота	ID файлу: 4927328	Institution: Lviv Polytechnic National University	2 Джерело	0.1%
23	Студентська робота	ID файлу: 5444513	Institution: Ternopil Volodymyr Hnatiuk National Pedagogical Un	2 Джерело	0.1%

Справ. №	Перше викор.	Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка								
							<u>Комплекси</u>									
				1		Корпус нагнітача	1									
				2		Всмоктуюча камера	1									
				3		Випускна камера	1									
				4		Патрубок підведення	1									
				5		Патрубок відведення	1									
				6		Робоче колесо	2									
				7		Вал	1									
				8		Масляний бак	1									
Підп. і дата	Інв. N Дубл.	Взам. інв. N	Підп. і дата	Зм. Арк.	№ докум	Підпис	Дата	ТП 81мп 49 010 001 3В								
Інв. N орг.	Студент	Совінський			Відцентровий нагнітач	Стадія	Арк	Аркушів								
	Керівник	Соломаха				М	Д	п	1	1						
	П. контр.															
	Н. контр.	Боженко														
	Зав. каф.	Варламов														

Перше викор.	Поз	Позначення	Найменування	Кільк.	Маса одиниці кг	Примітка			
	1		Нагнітач	1					
	2		Блок газотурбінного двигуна	1					
	3		Димова труба	1					
	4		Запобіжний клапан	1					
Справ. №	5		Кран-балка	1					
	6		Повітроочистна установка	1					
	7		Блок вентиляторів	1					
	8		Установка газового пожежогасіння	1					
	9		Апарат повітряного охолодження систем двигуна	1					
Підп. і дата									
Інв. № Дудл.									
Взам. інв. №									
Підп. і дата									
Інв. № орг.	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 81мп 49 010 002 ТХ Газоперекачувальний агрегат			
	Студент	Совінський							
	Керівник	Соломаха							
	П. контр.								
	Н. контр.	Боженко							
	Зав. каф.	Варламов							
Стадія						Арк	Аркушів		
М						Д	п	1	1